

Gezielte Leitung von Körperschall unter Zuhilfenahme der  
Strukturintensitätsrechnung

Vom Fachbereich Maschinenbau

an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Steffen Kuhl**

aus Usingen

Berichterstatter: Prof. Dr. Ing. H. Hanselka

Mitberichterstatter: Prof. Dr. Ing. P. Pelz

Tag der Einreichung: 18.08.2009

Tag der mündlichen Prüfung: 15.12.2009

Darmstadt 2010

D 17

---

ما في مشكلة

(arab. ugs. „keine Probleme“)

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Arbeitsgruppe Maschinenakustik der Fachgebiete Mechatronik und Maschinenakustik (MuM) und Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik (SzM) der Technischen Universität Darmstadt.

Dem Leiter des Fachgebiets Mechatronik und Maschinenakustik, Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Nordmann, danke ich für das entgegenbrachte Vertrauen und die Übertragung der anspruchsvollen Aufgaben in Forschung und Lehre.

Dem Leiter des Fachgebiets Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik, Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Hanselka, danke ich für die weiterführende Betreuung meiner Arbeit nach dem Wechsel der Arbeitsgruppe vom Fachgebiet MuM zu SzM.

Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Pelz danke ich für das Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. R. Storm, der mir als Leiter der Arbeitsgruppe Maschinenakustik während meiner Arbeit mit seiner Erfahrung stets mit fachlichen Diskussionen und Anregungen zur Seite stand.

Ebenso gilt mein Dank meinem Kollegen Dipl.-Ing. T. Back, der mich mit seinem freundschaftlichen Verhalten und den vielen fachlichen Diskussionen bei meiner Arbeit unterstützt hat.

Die Herren Dipl.-Ing. T. Hering und Dipl.-Ing. G. Enss haben mit ihren Studienarbeiten erheblich zum Fortschritt im Bereich numerische und messtechnische Experimente beigetragen.

Frau Dipl.-Ing. K. Fischer danke ich für die Durchsicht der Arbeit.

Hofheim, im August 2009

*Steffen Kuhl*

---

## **Erklärung**

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbständig verfasst habe.

Darmstadt, den 18.08.2009

---

Unterschrift

---

## Lebenslauf

Name		Steffen Kuhl
Geburtsdatum		13.12.1976
Geburtsort		Usingen/Taunus
Nationalität		deutsch
Familienstand		ledig
Schulbildung	08/83-06/87	Grundschule Riedelbach
	08/87-06/92	Realschule Riedelbach
	08/93-07/94	Max-Eyth Schule Dreieich/Sprendlingen
	08/94-06/96	Georg-Kerschensteiner Schule Bad Homburg
Schulabschluss	06/96	Abitur
Wehrdienst	07/96-04/97	6. /Wachbataillon BMVg
Praktika	05/97-08/97	SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik
	03/02-06/02	Adam Opel AG, ITEZ Vorausentwicklung
Studium	10/98-11/03	TU-Darmstadt, Maschinenbau
Abschluss		3.11.2003 Diplom Ingenieur Maschinenbau
Anstellung	02/04-10/04	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Mechatronik und Maschinenakustik (MuM ) AG Maschinenakustik
	11/04-02/09	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik (SzM) AG Maschinenakustik
	seit 03/09	Entwicklungsingenieur Akustik OVALO GmbH
	15.12.2009	Abschluss der Promotion, Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
PC-Kenntnisse		Standartsoftware: MS-Office
		Wissenschaftliche Software: Matlab / Simulink / Pro-E / ANSYS / LMS Virtual Lab
Aktivitäten	06/2000	International Design Contest
	2001-2003	wissenschaftliche Hilfskraft am Fachgebiet Flugsysteme und Regelungstechnik
Interessen		Motorrad Fernreisen / handwerkliches Arbeiten / Gesellschaftsspiele / Modellbau

---

## Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Wirkung konstruktiver Maßnahmen auf die Körperschallpfade in Platten und einer aus Hohlprofilen und einem Blech zusammengesetzten Teststruktur. Die Strukturintensität (STI) gibt den Energiefluss in festen Körpern in Betrag und Richtung an. Es wurde durch den Vergleich von numerischen Experimenten und experimentell ermittelten STI-Verteilungen der Nachweis erbracht, dass die Änderungen der STI, die sich aufgrund konstruktiver Maßnahmen einstellen und bisher nur in numerischen Experimenten untersucht wurden, auch am realen Gegenstand zu vergleichbaren Wirkungen führen.

Hierfür wurde die Berechnung der STI mittels verschiedener numerischer Experimente nachgebildet und eine Darstellung zur Bewertung der STI entwickelt. Mit Hilfe dieser Darstellung ist es nun möglich, die Bereiche einer Struktur zu identifizieren, die am Energietransport maßgeblich beteiligt sind.

Die bisherige Messmethode wurde derart modifiziert, dass der Zeitaufwand für die experimentelle Bestimmung der STI deutlich reduziert wurde. Erst damit ist es möglich, Untersuchungen zur gezielten Beeinflussung von Körperschallpfaden durchzuführen.

Die Grundlage der Untersuchungen stellt die analytische Lösung der allseitig gestützten Platte auf Basis der Kirchhoffschen Plattentheorie dar.

Mit dieser Lösung kann die STI-Verteilung der Platte in Abhängigkeit von Geometrie, Anregungsort und Frequenz berechnet werden und damit die numerischen Experimente, die experimentell ermittelten Ergebnisse und die verwendeten Berechnungsmethoden abgeglichen werden.

Durch die Modifikation des sog. Zwei-Aufnehmer-Verfahrens in der Art, dass die experimentelle Bestimmung der STI-Verteilung mittels eines Laservibrometers und eines Referenzsensors durchgeführt werden kann, ist es nun möglich, die Messung automatisiert ablaufen zu lassen. Damit wurden die Auswirkungen konstruktiver Maßnahmen auf die STI-Verteilung nun erstmals auch experimentell nachgewiesen.

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus den Plattenuntersuchungen wurde an einer Teststruktur gezielt Körperschallenergie abgeleitet, um die Schwingungsamplituden eines Strukturbereichs, der maßgeblich an der Schallabstrahlung beteiligt ist, zu verringern.

# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung.....	1
1.1.	Stand der Forschung.....	2
1.2.	Zielsetzung der Arbeit .....	5
2.	Grundlagen der Strukturintensitätsrechnung .....	6
2.1.	Definition der STI.....	6
2.1.1.	Schallintensität .....	6
2.1.2.	Strukturintensität .....	7
2.2.	Berechnung der STI .....	7
2.2.1.	Wahl des Anregungsorts.....	7
2.2.2.	Analytische Lösung der gelenkig gelagerten Platte.....	8
2.2.3.	Einfluss der Dämpfung .....	12
2.2.4.	Berechnung mittels FEM .....	15
2.2.5.	Numerisches Experiment mittels FEM-Ergebnissen .....	16
2.2.6.	Berechnung mit FEM-Daten laut Definitionsgleichung .....	19
2.3.	experimentelle Ermittlung der STI-Verteilung.....	19
2.3.1.	Einfluss der Randdämpfung auf die STI-Verteilung .....	22
2.4.	Entstehung von Wirbeln .....	23
3.	Ausbreitung von Körperschallenergie in Platten .....	25
3.1.	Platte mit harmonischer Punktkraft.....	25
3.1.1.	Veränderung des Energieflusses bei Variation des Anregungsortes ..	25
3.1.2.	Verhalten bei Mehrfachanregung .....	26
3.2.	Eine Methode zur Bewertung des Energieflusses .....	30
4.	Auswirkung konstruktiver Maßnahmen auf den STI-Verlauf.....	35
4.1.	Materialwegnahme .....	35
4.2.	Steifigkeitserhöhung.....	37
4.2.1.	Sicke in Längsrichtung .....	38
4.2.2.	Sicke in Querrichtung .....	40
4.3.	Zusätzliche Dämpfung.....	42
4.4.	Materialwegnahme + zusätzliche Dämpfung.....	44
5.	Anwendung der Grundlagenergebnisse in der Praxis .....	46
5.1.	Beschreibung der Teststruktur .....	46
5.2.	Schallintensitätsmessung der Teststruktur .....	47
5.3.	Beeinflussung der STI-Verteilung der Teststruktur .....	49

5.3.1. Auslegung der Maßnahme .....	50
5.4. Auswirkung der Maßnahme auf die Teststruktur .....	51
6. Zusammenfassung und Ausblick .....	54
6.1. Zusammenfassung .....	54
6.2. Ausblick .....	55
7. Literaturverzeichnis .....	57
8. Anhang .....	60
8.1. Vergleich zwischen analytische Lösung und Messungen der STI .....	60
8.2. Variation des Anregungsorts .....	63



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: experimentell ermittelte Schallintensitätsverteilung Teststruktur 0–1000 Hz .....	7
Abbildung 2: Funktion $\phi$ über der Geometrie der Platte .....	8
Abbildung 3: aktive STI Rechteckplatte 97 Hz.....	12
Abbildung 4: Messpunktanordnung Zwei-Aufnehmer-Verfahren .....	18
Abbildung 5: Aufbau experimentelle Ermittlung der STI-Verteilung .....	20
Abbildung 6: Messpunktgitter modifiziertes Zwei-Aufnehmer-Verfahren .....	21
Abbildung 7: Numerisches Experiment aktive STI Platte mit Randdämpfung .....	22
Abbildung 8: Anteile einzelner Moden am Gesamtsystem.....	23
Abbildung 9: Entstehung von Wirbeln.....	24
Abbildung 10: Kraftangriffspunkte Rechteckplatte.....	25
Abbildung 11: Kraftangriffspunkte Rechteckplatte Mehrfachanregung .....	27
Abbildung 12: Betrag der aktiven der Moden STI Mode 1-10.....	31
Abbildung 13: Anteile einzelner Moden an Gesamtintensität .....	32
Abbildung 14: normierter Betrag der aktiven STI der Moden 1-10.....	33
Abbildung 15: normierte Anteile der Moden an der Gesamtintensität.....	33
Abbildung 16: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Materialwegnahme.....	36
Abbildung 17: Sicken in einer Karosserie .....	37
Abbildung 18: Modell Platte mit Sicke in Längsrichtung .....	38
Abbildung 19: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Sicke längs.....	39
Abbildung 20: Modell Platte mit Sicke in Querrichtung .....	40
Abbildung 21: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Sicke in Querrichtung.....	41
Abbildung 22: Dämpfungsbelag für STI-Messungen .....	42
Abbildung 23: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 diskreter Dämpfer .....	43
Abbildung 24: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Materialwegnahme + Dämpfer .....	45
Abbildung 25: Teststruktur.....	46
Abbildung 26: Messaufbau Schallintensitätsmessung.....	47
Abbildung 27: Schallintensitätsspektrum Teststruktur .....	48
Abbildung 28: Schallintensitätsverteilung Teststruktur Mode 5.....	48
Abbildung 29: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 der Teststruktur.....	49
Abbildung 30: Aktive STI der Teststruktur im Bereich des Stiels bei 253 Hz .....	50

Abbildung 31: Auslegung der Zusatzstruktur .....	51
Abbildung 32: STI-Verteilung Teststruktur im Bereich der Zusatzstruktur .....	52

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Umrechnung von Dämpfungsgrößen .....	13
Tabelle 2: Größenordnungen von Dämpfungsanteilen .....	13
Tabelle 3: Aktive STI und Schwingform in Abhängigkeit vom Dämpfungsgrad D .....	14
Tabelle 4: Vergleich analytisches Experiment und experimentell ermittelte STI .....	21
Tabelle 5: aktive STI in Abhängigkeit vom Anregungsort .....	26
Tabelle 6: Vergleich Summe Einzelanregung / Gesamtberechnung .....	28
Tabelle 7: Vergleich numerisches Experiment / experimentell ermittelte STI Materialwegnahme .....	36
Tabelle 8: Vergleich STI-Verteilung Platte mit und ohne Sicke in Längsrichtung .....	39
Tabelle 9: Vergleich STI-Verteilung Platte mit und ohne Sicke in Querrichtung .....	40
Tabelle 10: Vergleich numerisches Experiment / experimentell ermittelte STI zusätzliche Dämpfungsmaßnahme .....	43
Tabelle 11: Vergleich numerisches Experiment / experimentell ermittelte STI Materialwegnahme + Dämpfer .....	44
Tabelle 12: experimentell ermittelte Schallintensitätsverteilung mit und ohne Zusatzstruktur .....	53

## Verwendete Formelzeichen

Variable	Einheit	Bezeichnung
<u>Große lateinische Buchstaben:</u>		
B	$\text{Nm}^2$	Biegesteifigkeit
B'	Nm	spezifische Biegesteifigkeit
D	-	Dämpfungsgrad
$\bar{D}$	$\text{Ns/m}$	Dämpfungsmatrix
E	$\text{N/m}^2$	Elastizitätsmodul
F	N	Anregungskraft
$\hat{F}$	N	Amplitude der Anregungskraft
G	$\text{N/m}^2$	Schubmodul
$I_x, I_y, I_z$	$\text{W/m}^2$	Komponenten des Intensitätsvektors
$\tilde{I}_x$	$\text{W/m}^2$	Näherungslösung der Strukturintensität
$I'_{a,x}$	$\text{W/m}^2$	x-Komponente der aktiven Strukturintensität
$I'_{a,F}$	$\text{W/m}^2$	Kraftanteil der x-Komponente der STI
$I'_{a,M}$	$\text{W/m}^2$	Momentenanteil der x-Komponente der STI
$\bar{K}$	$\text{N/m}$	Steifigkeitsmatrix
$\bar{M}$	kg	Massenmatrix
P	W	Leistung
S	$\text{m}^2$	Oberfläche
STI	$\text{W/m}^2$	Betrag der Strukturintensität
$T_v^2$	-	Körperschallübertragungsfunktion
$W_{m,n}$	-	Entwicklungskoeffizient
$V_{m,n}$	-	Entwicklungskoeffizient
Z	$\text{Ns/m}$	Impedanz
<u>kleine lateinische Buchstaben:</u>		
a	$\text{m/s}^2$	Beschleunigung
a, b	m	Plattenabmaße
c	$\text{m/s}$	Schallgeschwindigkeit

$d$	$m$	Abstand der Messpunkte
$d$	$Ns/m$	Dämpfungskoeffizient
$f$	$1/s$	Frequenz
$h$	$m$	Plattendicke
$k$	$1/m$	Wellenzahl
$k$	$N/m$	Federsteifigkeit
$m$	$kg$	Masse
$m'$	$kg/m^2$	Massebelegung
$p$	$N/m^2$	Schalldruck
$t$	$s$	Zeit
$v$	$m/s$	Schnelle
$v_{x,y,z}$	$m/s$	Komponente der Schnelle
$x$	$m$	Koordinatenrichtung
$y$	$m$	Koordinatenrichtung

#### kleine griechische Buchstaben:

$\varphi_{x,y,z}$	$rad$	Winkel
$\varphi_{m,n}$	-	m,n-te Eigenfunktion der Rechteckplatte
$\tilde{\eta}$	-	Verlustfaktor
$\mu$	-	Querkontraktionszahl
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\sigma$	-	Abstrahlgrad
$\sigma_{x,y,z}$	$N/m^2$	Komponente des Spannungstensors
$\omega$	$rad/s$	Kreisfrequenz
$\omega_{m,n}$	$rad/s$	m,n-te Eigenkreisfrequenz der Platte
$\zeta, \eta, \xi,$	$m$	Verschiebungen im kartesischen Koordinatensystem

#### Attribute:

$\underline{x}$	komplexe Größe
$\underline{x}^*$	konjugiert komplexe Größe
$\underline{\underline{x}}$	Vektor
$\overline{X}$	Matrix

$\hat{x}$	Spitzenwert, Amplitude
$ X $	Betrag
$\operatorname{Re}\{\underline{x}\}$	Realanteil
$\operatorname{Im}\{\underline{x}\}$	Imaginäranteil
$\dot{x}$	erste Ableitung nach der Zeit
$\ddot{x}$	zweite Ableitung nach der Zeit

#### Konstanten:

i	imaginäre Zahl
---	----------------

#### Referenzwerte:

Beschleunigung	$a_0 = \pi \cdot 10^{-7} \text{ m/s}^2$
Schnelle	$v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}$
Schalldruck	$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$
Kraft	$F_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N}$
Leistung	$P_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W}$
Intensität	$I_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W/m}^2$
Fläche	$S_0 = 1 \text{ m}^2$

### **1. Einleitung**

Die Gestaltung von lärmarmen Produkten und die Forderung, die Schallemission von Maschinen zu reduzieren, hat in den letzten Jahren stark zugenommen und wurde zu einem maßgeblichen Zulassungs- und Verkaufskriterium.

Dies liegt zum Teil an den gewachsenen akustischen Ansprüchen, die an neue Produkte gestellt werden. Bei vielen technischen Produkten ist das akustische Verhalten ein immer wichtiger werdendes Qualitätsmerkmal (Sounddesign). Auch bereits vorhandene Produkte unterliegen dem Anspruch zur stetigen akustischen Verbesserung, da durch die Senkung von Hauptschallquellen die Verdeckung von Nebenschallquellen verringert wird. Somit können auch Produkte, die bisher akustisch unproblematisch waren, akustisch auffällig werden.

Des Weiteren fordern strenger werdende gesetzliche Vorschriften, die den Lärmpegel an Arbeitsplätzen reglementieren, eine Senkung der Lärmbelästigung der Arbeitnehmer. Nach wie vor haben Schädigungen der Hörorgane durch eine zu hohe Lärmbelästigung am Arbeitsplatz den höchsten Anteil an Gesundheitsschäden bei Arbeitnehmern in Deutschland.

Da Lärm bzw. Lärmbekämpfung immer stärker in den Fokus der Nutzer von technischen Produkten rückt, werden an Ingenieure zunehmend auch Forderungen bezüglich des akustischen Verhaltens der Produkte gestellt. Aus diesem Grund wird bereits in der Konzeptphase eine Abschätzung von Maßnahmen und deren Kosten gefordert. Obwohl es eine Vielzahl von klassischen Methoden zur Reduktion der Schallemission gibt, wird weiterhin an neuen Ansätzen geforscht, um die Entstehung von Maschinengeräuschen besser zu verstehen.

### 1.1. Stand der Forschung

Luftschaall kann grundsätzlich durch zwei verschiedene Mechanismen entstehen:

1. Direkt durch Druckschwankungen, wie sie in Strömungen entstehen, z.B. bei Lüftern oder Pumpen.
2. Indirekt durch zeitveränderliche Kräfte, die eine Struktur zu Schwingungen anregen, wodurch die Struktur Luftschall abstrahlt.

Die Entstehung von indirektem Luftschall wird durch die Maschinenakustische Grundgleichung, wie sie von Storm [20] verwendet wird, beschrieben.

$$P(f) = \tilde{F}^2(f) \cdot \frac{T_v^2(f)}{Z_e^2(f)} \cdot S \cdot \sigma(f) \cdot Z_{Medium} \quad (1.1)$$

Die Maschinenakustische Grundgleichung gibt den Zusammenhang zwischen der abgestrahlten Luftschallleistung, den Anregungskräften, den Struktureigenschaften und den Eigenschaften des Umgebungsmediums in Abhängigkeit von der Frequenz wieder.

Diese Gleichung ist zwar für das Grundverständnis der Entstehungsmechanismen für Luft- und Körperschall sehr wichtig, kann aber für komplexe Strukturen nicht direkt angewendet werden.

Im Zuge der ständig ansteigenden Leistungsfähigkeit von Computersimulationen (FEM, BEM) ist es mittlerweile möglich, die akustischen Eigenschaften von technischen Strukturen teilweise zu simulieren. Diese Simulationen stellen aber lediglich das Ergebnis eines vorhandenen Entwurfs dar. Es bleibt die Aufgabe des Ingenieurs, die Struktur so zu verbessern, dass die akustischen Vorgaben erreicht werden. Um dies zu erreichen, ist es wichtig, zu verstehen, wie der Schall entstanden ist.

Die Vielzahl von klassischen Methoden wie z.B. Rippen, Dämpfungsbeläge oder Sperrmassen bieten dem Ingenieur die Möglichkeit, den Entwurf zu verändern. Dabei wird aber nur selten die Struktur derart verändert, dass Körperschallenergie gezielt umgeleitet und vernichtet wird.

Eine bisher wenig benutzte Methode zur Berechnung von Körperschallpfaden ist die Betrachtung der Strukturintensität (STI).



Die STI bietet die Möglichkeit, den Leistungsfluss in festen Körpern zu berechnen. Schon im Jahre 1969 beschäftigte sich Noiseux [12] mit der Messung der Strukturintensität mittels des Zwei-Aufnehmer-Verfahrens, beschränkt sich hierbei aber auf dünnwandige homogene Balken und Platten konstanter Dicke. Zudem ist das Messverfahren nur im Körperschallfernfeld, d.h. im Abstand von mehr als einer halben Biegewellenlänge von Diskontinuitäten gültig. Das Messverfahren verwendet zwei Beschleunigungsaufnehmer, dadurch werden nur Biegewellenanteile berücksichtigt. Da pro Messpunkt und Raumrichtung zwei Beschleunigungsaufnehmer auf der Struktur befestigt werden müssen, setzt sich dieses Messverfahren aufgrund des erheblichen Aufwands nicht durch.

Pavic [13] erweitert 1976 die Messungen auf Bereiche im Körperschallnahfeld, verwendet hierfür aber acht Beschleunigungsaufnehmer. Da hier der Messaufwand noch deutlich größer ist als beim Zwei-Aufnehmer-Verfahren, kommt es nie zu einer verbreiteten Anwendung.

Wurden bis dahin noch alle Verfahren mittels analoger Messtechnik durchgeführt, erläutert Verheij [23] im Jahre 1980 die Verfahren mittels digitaler Messtechnik im Frequenzbereich. Hierdurch sinkt der Zeitbedarf bei der Auswertung der Messergebnisse erheblich.

Lyon [7] zeigt 1986 in seiner Arbeit, dass die Vernachlässigung der in-plane-Anteile zu einem Unterschätzen des Energieflusses im höheren Frequenzbereich führt. Als „in plane-Wellen“ werden Longitudinal- und Schubwellen bezeichnet.

1987 erweitert Pavic [16] unter Verwendung von Dehnungsmessstreifen und Beschleunigungssensoren die messtechnische Erfassung der STI in dünnen Platten um den Anteil der sog. „in plane-Wellen“. Im gleichen Jahr formuliert Curtis [1] die Theorie zur aktiven Regelung von Energieflüssen in Balken, um die Energieausbreitung gezielt in eine Richtung zu lenken.

Meyer [11] untersucht 1987 unter anderem STI an zylinderförmigen Strukturen.

Zur gleichen Zeit wird in anderen Bereichen der Technik, wie z.B. der Bauphysik, versucht, die STI zu nutzen. So zeigen Maysenhölder und Schneider [8], [9], dass man die STI in mehrschaligen Wänden messen und dadurch Körperschallbrücken lokalisieren kann.

Aufbauend auf der Theorie von Curtis [1] zeigt Redman-White [17] ein Jahr später, dass man den Energiefluss in einem Balken in eine bestimmte Ausbreitungsrichtung

lenken und minimieren kann. Dazu nutzt er die aktive Regelung von zwei Zusatzkräften, die neben einer Hauptlast an einem Balken angreifen.

1989 formuliert Romano [18] den Energietransport in dünnen Schalen und Platten auf Basis des Poynting Vektors. Der Poynting Vektor ist das Produkt aus der elektrischen und der magnetischen Feldstärke und beschreibt die Größe und Richtung der Energieausbreitung elektromagnetischer Wellen. Romano nutzt diese Art der Formulierung zur Berechnung der STI und zur Lokalisation von Quellen.

Im Jahre 1996 greift Engel [3] die Thematik der Ausbreitung von Körperschallenergie wieder auf, mit dem Ziel, Körperschallpfade durch konstruktive Maßnahmen zu beeinflussen. Allerdings nutzt er nicht die STI als Werkzeug, um die Körperschallpfade zu berechnen, da zu dieser Zeit der Aufwand zur Berechnung noch zu groß ist. Auch die Messung der STI nach dem Zwei-Aufnehmer-Verfahren ist bei den von ihm verwendeten Strukturen nicht möglich, da diese sich nicht als Platten oder Balken darstellen lassen. Stattdessen benutzt er das Verfahren der optischen Spannungsanalyse und verändert die Körperschallausbreitung durch das Einbringen von Masse und Löchern. Durch Beugung und Reflexion der Körperschallwellen an den eingebrachten Diskontinuitäten ergeben sich Änderungen im Übertragungsverhalten des Körperschalls zwischen dem Ort der Krafteinleitung und dem Messort. Er zeigt dies am Beispiel von Zahnrädern.

Erst im Jahre 1998 zeigt Meudt [10] in seiner Arbeit, dass sich die STI mittels FEM berechnen lässt. Der späte Zeitpunkt der Arbeit lässt sich durch die gestiegene Leistungsfähigkeit von Computern erklären. Er vergleicht die STI von ebenen Platten, die er analytisch berechnet, mit der STI, die mittels FEM berechnet wurde. Er bestätigt diese Ergebnisse durch Messungen an Platten, die er mit dem Zwei-Aufnehmerverfahren gemessen hat.

Allerdings berechnet Meudt die STI nicht nach der Definitionsgleichung (siehe Kapitel 2.1.2), die alle Anteile berücksichtigt, sondern nutzt eine vereinfachte Methode, indem er die Messung nach dem Zwei-Aufnehmer-Verfahren mit FEM-Ergebnissen simuliert (siehe Kapitel 2.2.5).

### **1.2. Zielsetzung der Arbeit**

Wie im vorangegangenen Kapitel erläutert, befassen sich die meisten der durchgeführten Arbeiten zum Thema Strukturintensität mit den Möglichkeiten der messtechnischen Erfassung der Strukturintensität oder deren Simulation. Obwohl in der Theorie bereits vielfach gezeigt wurde, dass man durch konstruktive Maßnahmen (Punktmassen, Rippen, Nuten) Einfluss auf den Körperschallfluss in einer Struktur nehmen kann, fehlt es an handhabbaren Konstruktionsregeln für die Beeinflussung des Körperschallflusses. Des Weiteren ändert sich die STI-Verteilung stark mit der Frequenz und lässt sich nicht aus der Mode bzw. Betriebsschwingform ableiten. Zudem wurden die bisherigen Erkenntnisse nur in Simulationen umgesetzt. Es gibt keinen Abgleich mit Messungen, die zeigen, dass sich die Änderung der STI auch in der Realität einstellt.

Hinzu kommt, dass die Ergebnisse der Strukturintensitätsrechnung meist nur bei einer einzigen Frequenz untersucht werden und somit keine Aussagen über das Verhalten bei einer breitbandigen Anregung getroffen werden. Eine Betrachtung der STI im Zeitbereich fehlt bisher völlig.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, den Nachweis zu erbringen, dass die Änderungen der STI, die sich in der Simulation einstellen, auch am realen Gegenstand eine vergleichbare Wirkung haben. Hierzu wird zunächst die Berechnung und Darstellung soweit automatisiert, dass man mit vertretbarem Zeitaufwand den Einfluss von Strukturänderungen auf die STI-Verteilung bewerten kann. Des Weiteren ist die Entwicklung einer Darstellungsform nötig, mit deren Hilfe man die Wirkung einer Konstruktionsmaßnahme bewerten kann. Zusätzlich wird der Zeitaufwand für die Messung der STI, durch die Modifikation des Zwei-Aufnehmer-Verfahrens, deutlich verringert. Wie im vorangegangenen Kapitel mehrfach erwähnt wurde, ist ein Grund, der die breite Anwendung der STI bisher behindert hat, der immense Aufwand, der mit der Messung der STI einher geht.

Abschließend wird an einer Teststruktur der Nachweis erbracht, dass man durch die Beeinflussung des Körperschallflusses die Schallabstrahlung eines Strukturbereiches maßgeblich verringern kann.

## 2. Grundlagen der Strukturintensitätsrechnung

### 2.1. Definition der STI

#### 2.1.1. Schallintensität

Bevor man sich mit der Berechnung der Strukturintensität beschäftigt, muss zunächst die Schallintensität definiert werden. Die Schallintensität ist das Produkt aus der Schallschnelle  $v(f)$  und dem Schalldruck  $p(f)$ . Beiden Größen sind komplex und frequenzabhängig. Die Schallintensität wird nach Cremer und Heckl [2] wie folgt definiert:

$$\overline{l(f)} = \overline{p(f)} \cdot \overline{v(f)} = \overline{p} \cdot \begin{bmatrix} \overline{v_x} \\ \overline{v_y} \\ \overline{v_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{l_x} \\ \overline{l_y} \\ \overline{l_z} \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Die Bezeichnung Schnelle wird in Akustik verwendet, um eine Unterscheidung zur Schallgeschwindigkeit anzuzeigen. Mit Hilfe von Schallintensitätsmessung lässt sich feststellen, an welchem Ort eine Struktur Luftschall abstrahlt. Durch die Entwicklung neuartiger Schallschnellesensoren ist es mittlerweile möglich, die Schallintensität, nämlich das Produkt  $p \cdot v$  aus den Feldgrößen  $p$  und  $v$ , sehr einfach und zeiteffektiv zu messen. Die Abbildung 1 zeigt die experimentell ermittelte Schallintensitätsverteilung einer Teststruktur (siehe Kapitel 5.1). Diese wurde mittels einer p-u-Sonde der Firma Microflown gemessen.

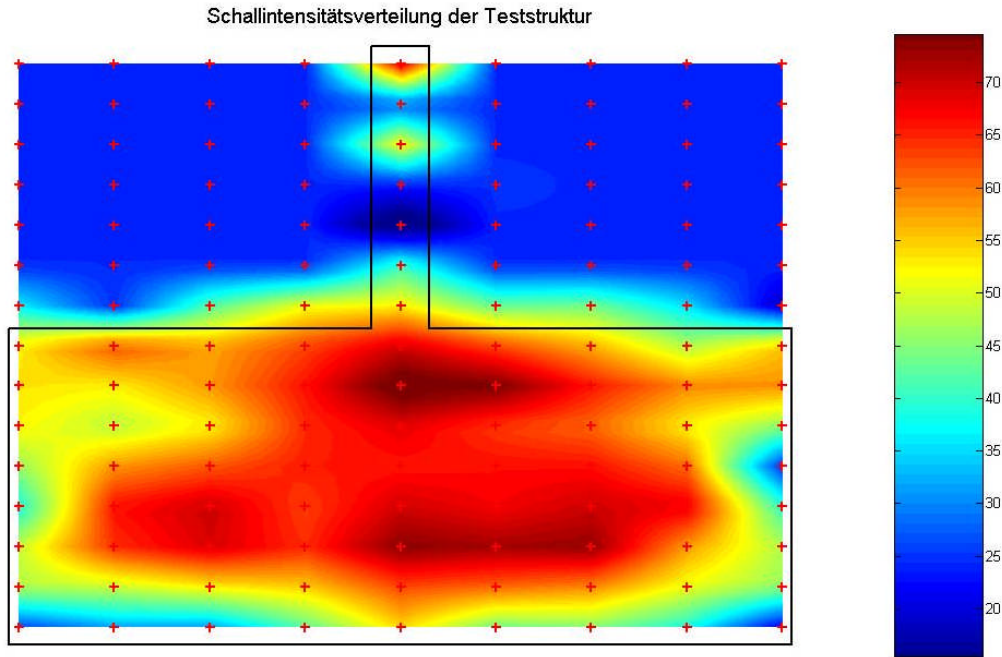


Abbildung 1: experimentell ermittelte Schallintensitätsverteilung Teststruktur 0–1000 Hz

### 2.1.2. Strukturintensität

Die Strukturintensität wird analog zur Schallintensität definiert. In festen Körpern wird der Spannungszustand nicht wie in Fluiden, wie z.B. Luft, durch die skalare Größe Druck, sondern durch den Spannungstensor definiert. In kartesischen Koordinaten ergibt sich die STI dann nach Cremer und Heckl [2] wie folgt:

$$\overline{l(f)} = -\overline{\sigma(f)} \cdot \overline{v(f)} = - \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{v}_x \\ \underline{v}_y \\ \underline{v}_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \underline{v}_x + \tau_{xy} \underline{v}_y + \tau_{xz} \underline{v}_z \\ \tau_{yx} \underline{v}_x + \sigma_{yy} \underline{v}_y + \tau_{yz} \underline{v}_z \\ \tau_{zx} \underline{v}_x + \tau_{zy} \underline{v}_y + \sigma_{zz} \underline{v}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\underline{l}_x \\ -\underline{l}_y \\ -\underline{l}_z \end{bmatrix}. \quad (2.2)$$

Das negative Vorzeichen wird eingeführt, um für die positive Koordinatenrichtung einen positiven Energiefluss zu erhalten.

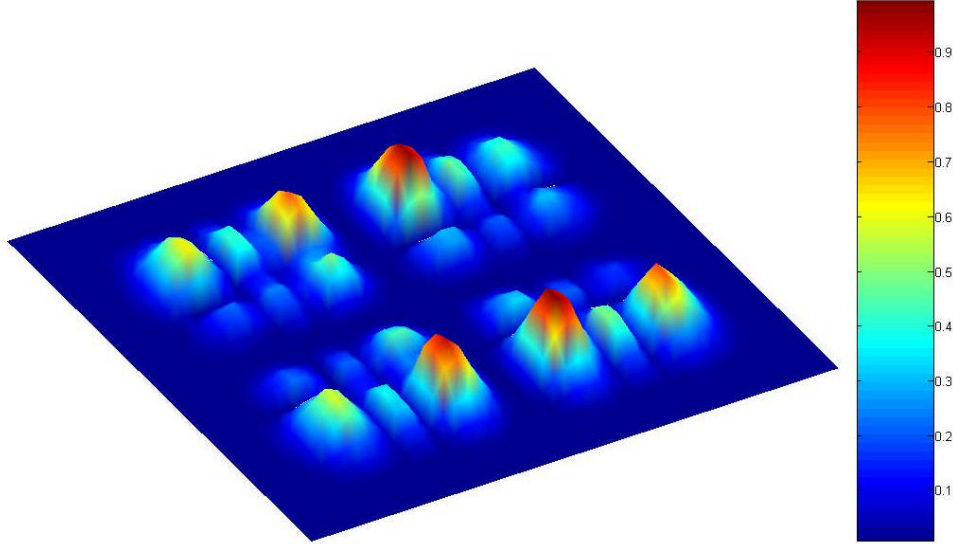
## 2.2. Berechnung der STI

### 2.2.1. Wahl des Anregungsorts

Für die im Folgenden vorgestellten Berechnungen muss zunächst ein Anregungsort definiert werden. Um sicherzustellen, dass alle Moden bis zu einer Frequenz von  $f = 1000$  Hz angeregt werden und die Anregung nicht auf einer Knotenlinie liegt, wird zunächst die Funktion  $\Phi$  definiert. Die Funktion  $\Phi$  ergibt sich aus der Multiplikation der Verschiebungen der Moden 1-10 normal zur Plattenoberfläche gemäß der folgenden Formel:

$$\phi(n) = z_{\text{Mode } 1}(n) \cdot z_{\text{Mode } 2}(n) \cdot \dots \cdot z_{\text{Mode } 10}(n). \quad (2.3)$$

Die unten stehende Abbildung 2 zeigt die Funktion  $\Phi$  aufgetragen über der Geometrie der Platte.



**Abbildung 2: Funktion  $\Phi$  über der Geometrie der Platte**

Durch die Multiplikation der Verschiebungen ist der Wert der Funktion  $\Phi$  an den Knotenlinien gleich Null. An den Orten der Platte, an denen alle Moden eine Verschiebung ungleich Null aufweisen, ist der Wert der Funktion  $\Phi$  größer Null. Der gewählte Anregungsort liegt bei  $x_0 = 127\text{mm}$  und  $z_0 = 410\text{ mm}$ .

Als Kraftsignal wird ein weisses Rauschen verwendet, d.h. es wird bei jeder Frequenz mit der gleichen Kraftamplitude erregt.

### 2.2.2. Analytische Lösung der gelenkig gelagerten Platte

Im Folgenden wird die Berechnung der STI für eine dünne gelenkig gelagerte Platte hergeleitet. Da das Schwingungsverhalten durch die Eigenmoden geprägt ist, wird die STI im Frequenzbereich hergeleitet. Im Frequenzbereich wird die Leistung durch das Kreuzleistungsspektrum der Schnittgrößen mit den entsprechenden Geschwindigkeiten beschrieben. Das Ergebnis ist laut Meudt [10] die Komponente des Strukturintensitätsspektrums.

$$I_x'(x, z, \omega) = B \left[ - \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial z^2} \right) \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial x \partial t} \right)^* - (1 - \mu) \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial x \partial z} \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial z \partial t} \right)^* + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial z^2} \right) \left( \frac{\partial \underline{\eta}(\omega)}{\partial t} \right)^* \right] \quad (2.4)$$

$$I_z'(x, z, \omega) = B \left[ - \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial z^2} + \mu \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial x^2} \right) \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial z \partial t} \right)^* - (1 - \mu) \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial x \partial z} \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial z \partial t} \right)^* \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \underline{\eta}(\omega)}{\partial x^2} \right) \left( \frac{\partial \underline{\eta}(\omega)}{\partial t} \right)^* \right]. \quad (2.5)$$

Hierbei ist  $\underline{\eta}(\omega)$  die Fouriertransformierte der Verschiebung in y-Richtung. Die Unterstriche zeigen, dass es sich um komplexe Größen handelt. Das Zeichen \* steht für konjugiert komplexe Größen. Der aktive Anteil der STI ergibt sich aus dem Realanteil zu

$$I'_{aktiv}(x, z, \omega) = \frac{1}{2} \text{Re}\{I'_z(x, z, \omega)\}. \quad (2.6)$$

Der reaktive Anteil ergibt sich aus dem Imaginäranteil

$$I'_{reaktiv}(x, z, \omega) = \frac{1}{2} \text{Im}\{I'_z(x, z, \omega)\}. \quad (2.7)$$

Die benötigten Größen für die Berechnung der STI an einem beliebigen Punkt  $(x_0, z_0)$  einer gedämpften Platte, die durch eine harmonische Kraft  $\hat{F} \cdot e^{(i\omega t)}$  erregt wird, lässt sich mit Hilfe der Kirchhoffschen Plattentheorie laut Kollmann [6] herleiten. Die Bewegungsgleichung ergibt sich demnach zu:

$$B \left( \frac{\partial^4 \underline{\eta}}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \underline{\eta}}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 \underline{\eta}}{\partial z^4} \right) + \rho h \frac{\partial^2 \underline{\eta}}{\partial t^2} = \hat{F} \cdot e^{(i\omega t)}. \quad (2.8)$$

Für die Verwendung der Kirchhoffschen Plattentheorie müssen jedoch die Folgenden Voraussetzungen erfüllt sein:

- Die Wandstärke  $h$  der Platte ist sehr viel kleiner als die flächenhaften Abmessungen  $a$  und  $b$ :  $h \gg a, b$ .
- Die auftretende Last  $\hat{F} \cdot e^{(i\omega t)}$  wirkt senkrecht zur Plattenmittenebene; es liegt ein Fall von Krafterregung vor.
- Alle im unverformten Zustand auf einer Normalen zur Mittelebene liegenden Punkte kommen auch im verformten Zustand auf einer Normalen zur dann gekrümmten Plattenmittenebene zu liegen. Die Querschubverzerrungen  $\varepsilon_{xy}$  und  $\varepsilon_{zy}$  können dann vernachlässigt werden.
- Die Verschiebung  $\eta$  in y-Richtung ist wesentlich kleiner als die Plattendicke  $h$ :  $\eta \gg h$ .

- Die Normalspannung  $\sigma_{yy}$  in Dickenrichtung ist sehr klein und kann vernachlässigt werden.
- Die Platte besteht aus einem homogenen, isotropen Werkstoff, der sich nach dem Hookeschen Gesetz verhält.

Durch die Dämpfung wird die Biegesteifigkeit zu einer komplexen Größe.

$$\underline{B} = (1 + i\tilde{\eta})B \quad (2.9)$$

Mit  $\tilde{\eta}$  wird die Werkstoffdämpfung berücksichtigt. Damit wird eine steifigkeitsproportionale Dämpfung angenommen. Die Lösung der Gleichung für die Verschiebung  $\underline{\eta}$  kann direkt aus Kollmann [6] entnommen werden.

$$\underline{\eta}(x, z, t) = \frac{4\hat{F}}{\rho abh} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{m\pi x_0}{a}\right) \sin\left(\frac{m\pi z_0}{b}\right)}{\omega_{mn}^2 (1 + i\tilde{\eta}) - \omega^2} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi z}{b}\right) e^{(i\omega t)} \quad (2.10)$$

Darin beschreiben a und b die geometrischen Abmessungen der Platte und h deren Dicke. Der Term  $\omega_{mn}$  beschreibt die Eigenkreisfrequenz der Platte, die für den gelenkig gelagerten Fall wie folgt berechnet wird:

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{B}{\rho h} \left[ \left( \frac{\pi m}{a} \right)^2 + \left( \frac{\pi n}{b} \right)^2 \right]}; \text{ mit } m=1,2,3,\dots; n=1,2,3,\dots \quad (2.11)$$

Unter der Voraussetzung einer harmonischen Anregung mit der Eigenkreisfrequenz  $\omega$  kann die Schnelle wie folgt beschrieben werden:

$$\underline{v}(x, z, t) = \frac{4i\omega\hat{F}}{\rho abh} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{m\pi x_0}{a}\right) \sin\left(\frac{m\pi z_0}{b}\right)}{\omega_{mn}^2 (1 + i\tilde{\eta}) - \omega^2} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi z}{b}\right) e^{(i\omega t)}. \quad (2.12)$$

Wie die oben stehende Gleichung zeigt, ergibt sich die Verschiebung bzw. die Schnelle aus der Superposition der Eigenfunktionen der Platte

$$\varphi_{nm} = \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi z}{b}\right) \quad (2.13)$$

mit den dazugehörigen Entwicklungskoeffizienten

$$\underline{W}_{mn} = \frac{4\hat{F}}{\rho abh} \cdot \frac{\sin\left(\frac{m\pi x_0}{a}\right) \sin\left(\frac{m\pi z_0}{b}\right)}{\omega_{mn}^2 (1 + i\tilde{\eta}) - \omega^2} \quad (2.14)$$

bzw.



$$\underline{V}_{mn} = \frac{4i\omega\hat{F}}{\rho abh} \cdot \frac{\sin\left(\frac{m\pi x_0}{a}\right)\sin\left(\frac{m\pi z_0}{b}\right)}{\omega_{mn}^2(1+i\tilde{\eta}) - \omega^2} \quad (2.15)$$

die sich aus der partikulären Lösung ergeben.

Leitet man die Gleichungen (2.9) und (2.10) nach den Ortskoordinaten  $x$  und  $z$  ab und setzt die Ergebnisse aus (2.3) und (2.4) ein, so erhält man die Berechnungsvorschrift für die STI einer gelenkig gelagerten Platte in Abhängigkeit von Anregungsort und Anregungsfrequenz.

$$\begin{aligned} I'_{-x}(x, z, \omega) = & -\frac{B}{i\omega} \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_m^3 \cos(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \beta_n^3 \cos(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) \right) \cdot \\ & \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \sin(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) \right)^* \\ & - \frac{B(1-\mu)}{i\omega} \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_m \beta_n \cos(\alpha_m x) \cos(\beta_n z) \right) \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \beta_n \sin(\alpha_m x) \cos(\beta_n z) \right) \\ & + \frac{B}{i\omega} \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_m^2 \sin(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) + \mu \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \beta_n^2 \sin(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) \right) \cdot \\ & \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_m \cos(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) \right)^* \end{aligned} \quad (2.16)$$

und

$$\begin{aligned} I'_{-z}(x, z, \omega) = & -\frac{B}{i\omega} \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \beta_n^3 \sin(\alpha_m x) \cos(\beta_n z) + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_m^2 \beta_n \sin(\alpha_m x) \cos(\beta_n z) \right) \cdot \\ & \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \sin(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) \right)^* \\ & - \frac{B(1-\mu)}{i\omega} \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_m \beta_n \cos(\alpha_m x) \cos(\beta_n z) \right) \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_n \cos(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) \right) \\ & + \frac{B}{i\omega} \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \beta_m^2 \sin(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) + \mu \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \alpha_n^2 \sin(\alpha_m x) \sin(\beta_n z) \right) \cdot \\ & \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \underline{W}_{nm} \beta_m \sin(\alpha_m x) \cos(\beta_n z) \right)^* \end{aligned} \quad (2.17)$$

Hierin sind

$$\alpha_m = \frac{m\pi}{a}, \quad (2.18)$$

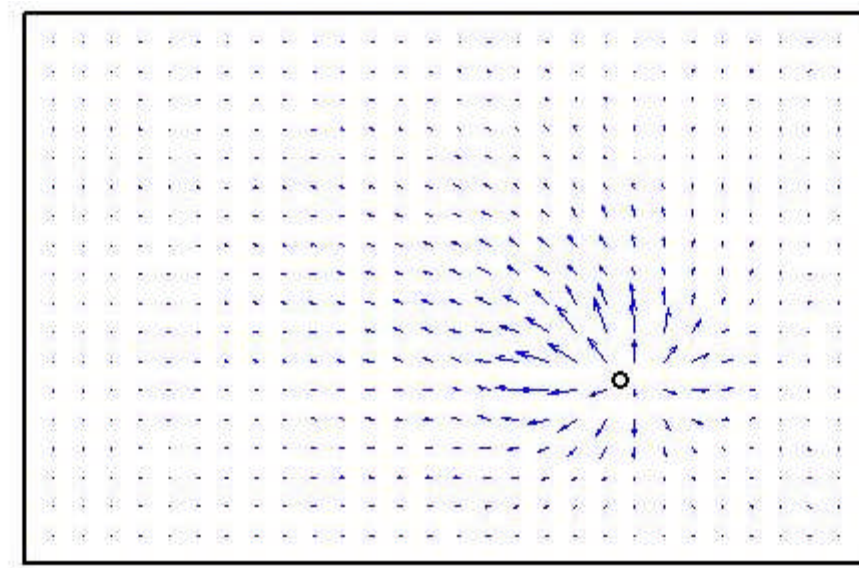
$$\beta_m = \frac{n\pi}{b}. \quad (2.19)$$

Damit lässt sich der Energiefluss einer ebenen allseitig gestützten Rechteckplatte berechnen. Für die Berechnung der Energieflüsse der folgenden Abbildung wurde eine Stahlplatte mit den folgenden Abmessungen und Werkstoffdaten gewählt.

$a = 580 \text{ mm}$ ;  $b = 380 \text{ mm}$ ;  $h = 4 \text{ mm}$ , allseitig gelenkige Lagerung

$E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ ;  $\mu = 0.3$ ;  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ ;  $\tilde{\eta} = 6 \cdot 10^{-4}$

Die folgende Abbildung 3 zeigt beispielhaft die STI-Verteilung für die erste Eigenfrequenz der Rechteckplatte.



**Abbildung 3: aktive STI Rechteckplatte 97 Hz**

### 2.2.3. Einfluss der Dämpfung

Wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt wurde, ergibt sich der Energiefluss aus dem Realteil der STI. Die STI hat aber nur dann einen Realteil, wenn Dämpfung vorhanden ist. Die in der analytischen Herleitung der STI verwendete Dämpfung ist Materialdämpfung, die als steifigkeitsproportionale Dämpfung angenommen wird.

Oft wird nur von Dämpfung bzw. dem Dämpfungsgrad  $D$  gesprochen, es gibt jedoch verschiedene Mechanismen, die zur Dämpfung bzw. zur Dissipation und zur Übertragung von Energie beitragen.

Für die Dämpfung werden unterschiedliche Formelzeichen verwendet bzw. je nach Verfahren das zur Bestimmung der Dämpfung verwendet wurde, ergeben sich unterschiedliche Werte. Die verschiedenen Formelzeichen und deren Umrechnung sind in der folgenden Tabelle 1 aufgeführt. Der Inhalt der Tabelle 1 basiert auf Angaben aus Cremer und Heckl [2].

gesuchte Größe	$\eta/-$	$\Lambda/-$	D/-	$d/\frac{Ns}{m}$	$\delta/\frac{1}{s}$
Verlustfaktor $\eta/-$	1	$\frac{\Lambda}{\pi}$	$\frac{2D}{\sqrt{1-D^2}}$	$\frac{d}{\sqrt{k \cdot m}}$	$\frac{2\delta}{\omega_0}$
log. Dekrement $\Lambda/-$	$\eta\pi$	1	$\frac{2 \cdot \pi \cdot D}{\sqrt{1-D^2}}$	$\approx \frac{\pi \cdot d}{\sqrt{k \cdot m}}$	$\approx \frac{2 \cdot \pi \cdot \delta}{\omega_0}$
Dämpfungs- grad D/-	$\frac{\eta}{\sqrt{1-\eta^2}}$	$\frac{\Lambda}{2\pi}$	1	$\frac{d}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}}$	$\frac{\delta}{\omega_0}$
Dämpfungs- koeffizient d / $\frac{Ns}{m}$	$\eta \cdot \sqrt{k \cdot m}$	$\omega_0 \frac{\Lambda}{\pi}$	$2 \cdot D \cdot \sqrt{k \cdot m}$	1	$2 \cdot m \cdot \delta$
Abkling- koeffizient $\delta/\frac{1}{s}$	$\frac{\eta \cdot \omega_0}{2}$	$\sqrt{k \cdot m} \frac{\Lambda}{2\pi}$	$\omega_0 \cdot D$	$\frac{d}{2 \cdot m}$	1

**Tabelle 1: Umrechnung von Dämpfungsgrößen**

Die Anteile der einzelnen Dämpfungsmechanismen liegen in unterschiedlichen Größenordnungen.

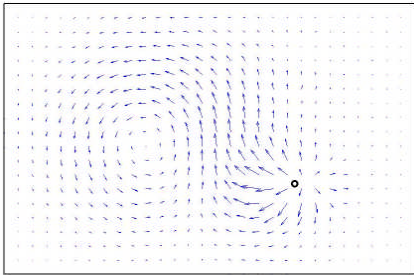
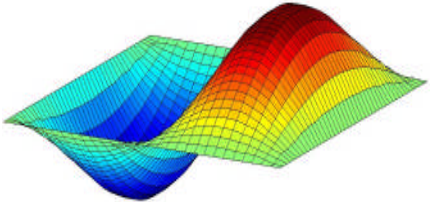
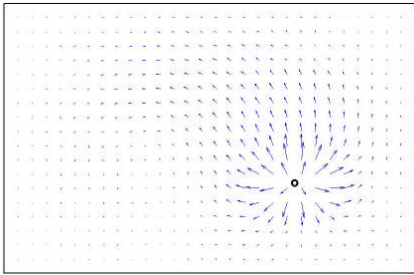
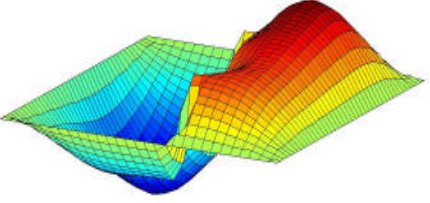
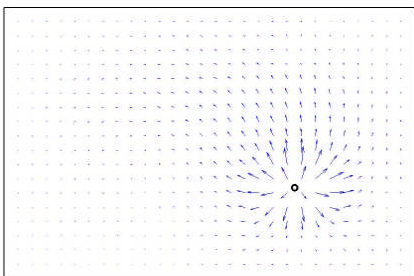
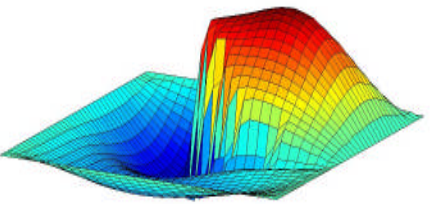
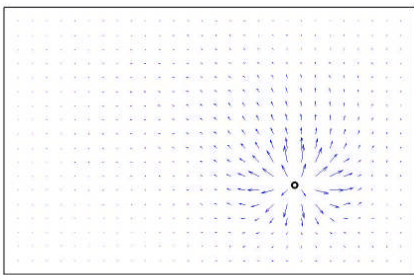
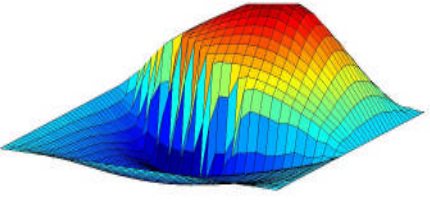
Die folgende Tabelle 2 zeigt die unterschiedlichen Dämpfungsanteile mit ihren typischen Größenordnungen.

	Dämpfungsmechanismus	Größenordnung / $\eta$
Energie dissipierende Mechanismen	Materialdämpfung	$10^{-4}$
	Fugendämpfung	$10^{-2}-10^{-3}$
	Belagsdämpfung	$10^{-2}$
Energie übertragende Mechanismen	Abstrahlungsdämpfung in Medien (z.B. Luft)	$10^{-5}-10^{-8}$
	Ableitungsdämpfung in Strukturteile	$10^{-4}$

**Tabelle 2: Größenordnungen von Dämpfungsanteilen**

Eine wichtige Voraussetzung für die Strukturintensitätsrechnung ist die Kenntnis, wie hoch die Dämpfung der betrachteten Struktur ist, und wie hoch eine „zusätzliche Dämpfung“ mindestens sein muss, um Einfluss auf die STI-Verteilung nehmen zu können. Dies kommt vor allem im Kapitel 4.3 zu tragen.

In der folgenden Tabelle 3 sind die Verteilungen der aktiven STI sowie die entsprechenden Schwingungsamplituden der Betriebsschwingform dargestellt. Im Gegensatz zu vielen anderen Veröffentlichungen wird hier der Imaginärteil der STI als Betriebsschwingform und nicht als Mode bezeichnet. Wie die Diagramme zeigen, sind zwar bei niedriger Dämpfung Mode und Betriebsschwingform nicht zu unterscheiden, steigt jedoch die Dämpfung, so ist ein deutlicher Unterschied zu erkennen.

Dämpfungsgrad $D / -$	Aktive STI-Verteilung	Betriebsschwingform
0.1		
0.3		
0.5		
0.6		

**Tabelle 3: Aktive STI und Schwingform in Abhängigkeit vom Dämpfungsgrad  $D$**

Wie man in der 2. Spalte der oben stehenden Tabelle 3

deutlich erkennen kann, verringern sich bei steigender Dämpfung erwartungsgemäß die Amplituden mit zunehmendem Abstand vom Anregungsort. Diese Veränderung in den Schwingungsamplituden führt zu einer Veränderung der STI-Verteilung. Da bei hoher Dämpfung die Schwingungsamplituden schon in geringer Entfernung von Anregungsort sehr klein werden, ist in diesen Strukturbereichen nur noch ein minimaler Energiefluss vorhanden. Dieses Verhalten ist bei Betrachtung der Definitionsgleichung der STI (2.2) klar nachvollziehbar, sind doch bei kleinen Schwingungsamplituden sowohl die Schnellen als auch die Spannungen in der Struktur gering.

### 2.2.4. Berechnung mittels FEM

Die Berechnung der STI, wie sie in Kapitel 2.2.2 gezeigt wurde, beschränkt sich auf Strukturen, die sich analytisch beschreiben lassen. Da sich die meisten technischen Strukturen kaum als Balken oder Platte vereinfacht darstellen lassen, ist die Nutzung der analytischen Berechnung nur eingeschränkt möglich. Wie Meudt [10] bereits gezeigt hat, lässt sich die STI auch mit Hilfe der Finit Element Methode (FEM) berechnen.

Bei der Methode der finiten Elemente wird eine kontinuierliche dreidimensionale Struktur durch Elemente diskretisiert. Unter der Verwendung des Prinzips der virtuellen Arbeit wird der Zusammenhang zwischen den äußeren Kräften, die an der Struktur angreifen, und den Verschiebungen hergestellt. Setzt man ein lineares Werkstoffverhalten voraus, so wird unter Berücksichtigung der Trägheits- und Dämpfungskräfte das Strukturverhalten durch ein System linearer Differentialgleichungen beschrieben.

$$\overline{M}\ddot{\overline{x}} + \overline{D}\dot{\overline{x}} + \overline{K}\overline{x} = \overline{F}(t) \quad (2.20)$$

Darin bedeutet M eine globale Massenmatrix, D eine globale Dämpfungsmatrix, K eine globale Steifigkeitsmatrix und F ist der globale Lastvektor. Die realen Verschiebungszustände werden durch die gewichtete Überlagerung von Formfunktionen abgebildet. Für die Berechnung der dargestellten Ergebnisse wurde die Software ANSYS verwendet. Obwohl die Leistungsfähigkeit heutiger Rechner auf einem sehr hohen Niveau liegt, ist man trotzdem bestrebt, die Anzahl der Knoten gering zu halten, da dies ein bestimmender Faktor für die benötigte Berechnungsdauer ist. ANSYS bietet mehrere Volumenelemente an. Das Volumenelement mit der geringsten Knotenanzahl ist das SOLID45. Das SOLID45

welches ein lineares Element ist, besitzt nur Knoten an den Elementecken. Die Knotenanzahl beträgt acht.

In Vergleichsrechnungen mit einem quadratischen Volumenelement zeigt sich, dass das lineare Volumenelement die für die Berechnung der STI benötigten Spannungen, bei gleicher Diskretisierung wie mit dem quadratischen Volumenelement, deutlich schlechter abbildet. Daher wurde trotz des Nachteils der höheren Knotenanzahl das SOLID95 verwendet. Das SOLID95 ist ein quadratisches Volumenelement mit zwanzig Knoten.

Zur Berechnung der STI wird der vollständige Spannungstensor und der Schnellevektor benötigt. Diese Werte können alle mit Hilfe von FEM, auch für komplexe Strukturen, berechnet werden. Hierbei wird die Verwendung von Volumenelementen vorausgesetzt. Auf die Nutzung von Schalenelementen wird in 2.2.5 eingegangen.

### 2.2.5. Numerisches Experiment mittels FEM-Ergebnissen

Wie Noiseux [12] und Meudt [10] in ihren Arbeiten gezeigt haben, lässt sich die STI für dünne Strukturen mit Hilfe des Zwei-Aufnehmer-Verfahrens messen. Da bei den Experimenten nur die Oberflächengrößen (Beschleunigungen in Normalenrichtung) zur Verfügung stehen, müssen einige Vereinfachungen nach Noiseux [12] vorgenommen werden, um die STI berechnen zu können.

Zunächst werden die beiden Momentenanteile der STI approximiert:

$$I'_{x,M} = \overline{M_{xz} \frac{\partial \varphi_x}{\partial t}} + \overline{M_{zx} \frac{\partial \varphi_z}{\partial t}} \approx \left[ \frac{(M_{xz} + M_{zx})}{1 + \mu} \right] \frac{\partial \varphi_x}{\partial t} = \tilde{I}'_{x,M} . \quad (2.21)$$

Dabei ergibt sich mit

$$M_{xz} = -B \left( \frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2} \right) \quad \text{und} \quad M_{zx} = -B \left( \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2} + \mu \frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} \right) \quad (2.22)$$

die Summe der beiden Momente zu

$$M_{xz} + M_{zx} = -B(1 + \mu) \left( \frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2} \right). \quad (2.23)$$

Voraussetzung hierfür ist, dass man sich im Fernfeld der Struktur befindet. Dies hat zur Folge, dass Anteile, die im Nahfeld der Struktur auftreten, vernachlässigt werden. Die Gleichungen sind daher nur für Bereiche außerhalb des Nahfelds, d.h. im Abstand von mehr als einer halben Biegewellenlänge von Diskontinuitäten entfernt, gültig. Unter diesen Voraussetzungen kann man die Summe aus den

Ortsableitungen zweiter Ordnung aus Gleichung 2.23 durch das Produkt aus dem Quadrat der Wellenzahl  $k$  und der Verschiebung  $\eta$  ausdrücken

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2} = -k^2 \eta. \quad (2.24)$$

Zusätzlich zeigt Noiseux [12], dass im Fernfeld Kraft und Momentenanteile gleich sind und sich somit als

$$I'_x = I'_{x,M} + I'_{x,F} \approx \tilde{I}'_{x,M} + I'_{x,F} \approx 2\tilde{I}'_{x,M} \quad (2.25)$$

schreiben lässt. Durch die Tilde wird angezeigt, dass es sich um einen Näherungswert handelt. Mit Gleichung 2.20 und 2.24 ergibt sich nun die Strukturintensität zu

$$\tilde{I}'_x = -2Bk^2 \eta \frac{\partial \eta}{\partial x \partial t} \quad (2.26)$$

Setzt man nun noch harmonische Zeitsignale voraus, dann lässt sich Gleichung 2.24 mit Beschleunigungswerten ausdrücken

$$I'_x = -i \frac{2Bk^2}{\omega^3} a \frac{\partial a(t)}{\partial x}. \quad (2.27)$$

Da die STI im Frequenzbereich durch das Kreuzleistungsspektrum von Beschleunigung und Drehwinkelbeschleunigung ausgedrückt werden kann, ergibt sich die STI somit zu

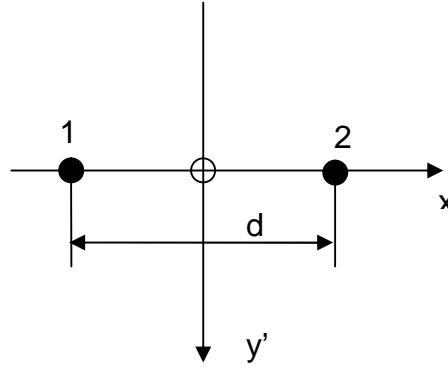
$$\tilde{I}'_x(\omega) = -i \frac{2Bk^2}{\omega^3} \underline{a}(\omega) \left( \frac{\partial \underline{a}(\omega)}{\partial x} \right). \quad (2.28)$$

Dabei ist  $\underline{a}(\omega)$  die Amplitude von  $a(t)$  und  $\left( \frac{\partial \underline{a}(\omega)}{\partial x} \right)$  die konjugiert komplexe Amplitude von  $\frac{\partial a(t)}{\partial x}$ . Zur Berechnung der STI nach Gleichung 2.28 werden die mittleren Amplituden der Beschleunigungen und des Beschleunigungsgradienten benötigt.

$$\underline{a}(\omega) = \frac{\underline{a}_1(\omega) + \underline{a}_2(\omega)}{2}, \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial \underline{a}(\omega)}{\partial x} = \frac{\underline{a}_2(\omega) - \underline{a}_1(\omega)}{d}. \quad (2.30)$$

Darin ist  $d$  der Abstand der betrachteten Messpunkte. Die Positionierung der Sensoren zeigt die folgende Abbildung.



**Abbildung 4: Messpunktanordnung Zwei-Aufnehmer-Verfahren**

Setzt man nun (2.27) und (2.29) in (2.28) ein und ersetzt

$$k^2 = \sqrt{\frac{m'}{B}}\omega \quad \text{und} \quad m' = \rho h, \quad (2.31)$$

dann ergibt sich der Ausdruck für die Strukturintensität

$$\tilde{I}'_x(\omega) = -i \frac{2\sqrt{B'\rho h}}{\omega^2} \left( \frac{\underline{a}_1(\omega) + \underline{a}_2(\omega)}{2} \right) \left( \frac{\partial \underline{a}_2(\omega) - \partial \underline{a}_1(\omega)}{d} \right). \quad (2.32)$$

Aus dem Zusammenhang  $[\underline{a}_1(\omega)\underline{a}_2(\omega) - \underline{a}_2(\omega)\underline{a}_1(\omega)] = 2i\text{Im}\{\underline{a}_1(\omega)\underline{a}_2(\omega)\}$  folgt mit Gleichung (2.32)

$$\tilde{I}'_x(\omega) = -\frac{\sqrt{B'\rho h}}{d\omega^2} \left[ 2\text{Im}\{\underline{a}_1(\omega)\underline{a}_2(\omega)\} + i \left( |\underline{a}_1(\omega)|^2 - |\underline{a}_2(\omega)|^2 \right) \right]. \quad (2.33)$$

Analog zu Kapitel 2.2.2 ergibt sich der reaktive Anteil der STI aus dem Imaginäranteil und der aktive Anteil der STI aus dem Realteil von (2.33). Somit steht die Gleichung für die Berechnung der STI aus dem Kreuzleistungsspektrum von zwei gemessenen Beschleunigungssignalen zur Verfügung.

$$\tilde{I}'_x(\omega) = \frac{2\sqrt{B/m'}}{d\omega^2} \text{Im}\{\text{Im}\{\underline{a}_1(\omega)\underline{a}_2(\omega)\}\} = \frac{2\sqrt{B/m'}}{d\omega^2} |\underline{a}_1(\omega)| |\underline{a}_2(\omega)| \sin(\varphi_1 - \varphi_2). \quad (2.34)$$

Da für die experimentelle Ermittlung der STI nur die Beschleunigungen normal zur Strukturoberfläche benötigt werden, kann man den Aufwand des numerischen Experiments stark reduzieren, indem man statt der Volumenelemente nun Schalenelemente benutzt.

Da Schalenelemente im Gegensatz zu Volumenelementen eine geringere Knotenanzahl aufweisen, reduziert sich die Berechnungsdauer sehr stark. Hinzu kommt die deutliche Zeitersparnis bei der Modellbildung, da nun nur noch die Oberflächen und die Wandstärke der Struktur benötigt werden. Für die



Berechnungen nach dem Zwei-Aufnehmer-Verfahren wurde das SHELL93 Element verwendet, welches ebenso wie das SOLID95 ein quadratisches Element ist und die gleichen Vorteile in der Ergebnisqualität wie bei den Volumenelementen zeigt.

### **2.2.6. Berechnung mit FEM-Daten laut Definitionsgleichung**

Die in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten Methoden zur Berechnung der STI setzen bestimmte Vereinfachungen (Abstand von Rändern, nur Biegewellenanteile, usw.) voraus. Die einzige Methode, um die STI vollständig zu berechnen, d.h. unter Berücksichtigung von Biege- und Longitudinalwellenanteilen, ist die Berechnung laut der Definitionsgleichung (Gln. 2.2) mit Hilfe von FEM-Werten. Hierfür ist zwingend die Verwendung von Volumenelementen nötig, da der vollständige Spannungstensor benötigt wird. Diese Methode benötigt von allen vorgestellten Methoden den höchsten Berechnungsaufwand, da einerseits die Datenmenge, die zur Berechnung benötigt wird, deutlich höher liegt als bei den vereinfachten Berechnungen und andererseits die Volumenelemente mehr Knoten haben als die Schalenelemente. Ein großer Vorteil ist die einfache Auswertung und die korrekte Abbildung aller STI-Anteile.

### **2.3. experimentelle Ermittlung der STI-Verteilung**

Wie in Kapitel 2.2.5 hergeleitet wurde, lässt sich die STI-Verteilung - unter Vernachlässigung der In-Plane Anteile und in ausreichendem Abstand von Diskontinuitäten - einzig durch die Beschleunigungen normal zur Strukturoberfläche berechnen. Diese lassen sich mit relativ geringem Aufwand experimentell bestimmen. Für die im Folgenden gezeigten Ergebnisse wurde jedoch nicht das von Noiseux [12] entwickelte Zwei-Aufnehmer-Verfahren verwendet. Wie schon in Kapitel 1.1 angeführt, ist das Zwei-Aufnehmer-Verfahren, wie Noiseux [12] es beschreibt, aufgrund des erheblichen Aufwands, der mit dem Befestigen der Sensoren einhergeht, sehr zeitaufwändig.

Daher wurde das Verfahren derart modifiziert, dass man nun nicht mehr gleichzeitig zwei Aufnehmer pro Punkt und Raumrichtung verwenden muss, sondern nacheinander alle Punkte einzeln messen kann.

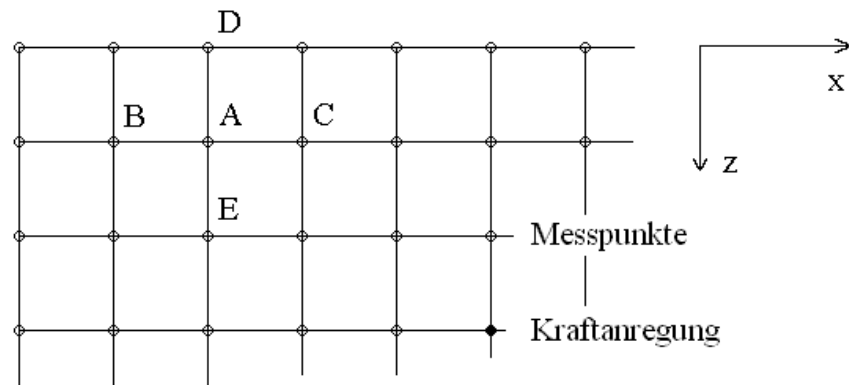
Wie Gleichung 2.2.3 zeigt, hängt die Größe der gemessenen STI maßgeblich von der Phasendifferenz der Beschleunigungen der beiden betrachteten Messpunkte ab. Dies ist der Grund, warum beim Zwei-Aufnehmer-Verfahren beide Punkte zeitgleich

gemessen wurden. Da dieser Phasenunterschied jedoch eine Struktureigenschaft ist, kann man die Punkte auch nacheinander einzeln messen. Voraussetzung hierfür ist jedoch, dass man einen Referenzsensor auf der Struktur befestigt. Mit Hilfe des Referenzsensors kann man die Messpunkte untereinander wieder derart betrachten, als ob sie zeitgleich gemessen worden wären. Somit ist es möglich, die Messung mittels eines Laservibrometers für die Messpunkte und eines Beschleunigungssensors als Referenzsensor durchzuführen. Abbildung 5 zeigt den Versuchsaufbau für die experimentelle Ermittlung der STI-Verteilung.



**Abbildung 5: Aufbau experimentelle Ermittlung der STI-Verteilung**

Da alle in dieser Arbeit entwickelten Auswertelgorithmen ein äquidistantes Punkteraster verwenden, wurden die Messungen auch mit einem äquidistanten Messraster durchgeführt.



**Abbildung 6: Messpunktgitter modifiziertes Zwei-Aufnehmer-Verfahren**

Somit lassen sich die gemessenen Daten in gleicher Weise auswerten wie die Daten aus den analytischen und FEM Berechnungen.

Die folgende Tabelle 7 zeigt den Vergleich von experimentell ermittelten STI-Verteilungen und STI-Verteilungen, die mittels des analytischen Experiments der allseitig gestützten Platte berechnet wurden.

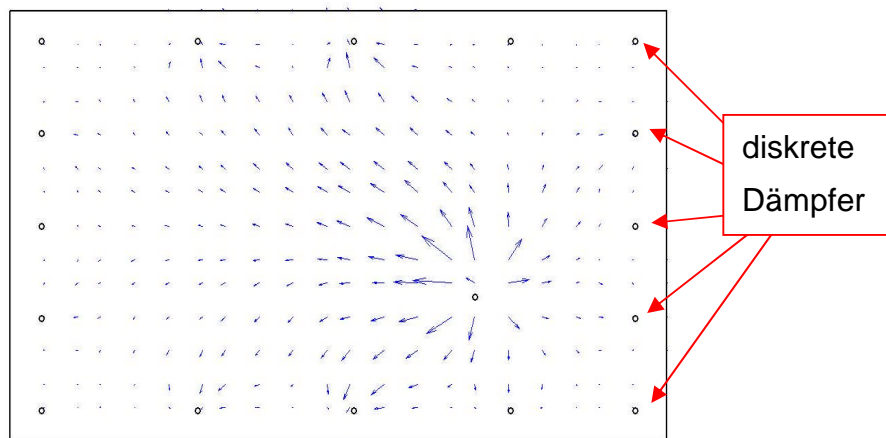
Mode	analytisches Experiment	Experimentell ermittelte STI-Verteilung
3-2		
2-3		

**Tabelle 4: Vergleich analytisches Experiment und experimentell ermittelte STI**

Wie man an den Abbildungen in der oben stehenden Tabelle 7 erkennen kann, kann man die STI-Verteilungen experimentell sehr gut erfassen. Selbst die komplexen Wirbelstrukturen, wie sie bei der 3-2 und 2-3 Mode entstehen, werden im Experiment korrekt erfasst. Die vollständigen Ergebnisse sind in Kapitel 8.1 dargestellt.

### 2.3.1. Einfluss der Randdämpfung auf die STI-Verteilung

Wie in Kapitel 2.2 dargelegt wurde und die Ergebnisse aus Kapitel 4.3 zeigen, hängt die STI-Verteilung maßgeblich von der Dämpfung ab. Die STI-Verteilung setzt sich, wie z.B. am Beispiel aus Kapitel 4.3 zu sehen ist, einerseits aus einem Anteil, der durch die Materialdämpfung verursacht wird, und andererseits aus einem Anteil eines weiteren Dämpfungseinflusses zusammen. Da die Platte bei den Experimenten am Rand eingeklemmt wurde, muss zunächst geklärt werden, ob durch die Fugendämpfung am Rand ein signifikanter Einfluss auf die STI-Verteilung vorhanden ist. Hierfür wurden in einem numerischen Experiment, übereinstimmend mit den Klemmschrauben im Experiment (siehe Abbildung 5), 16 zusätzliche Dämpfer entlang des Rands eingefügt (Abbildung 7).



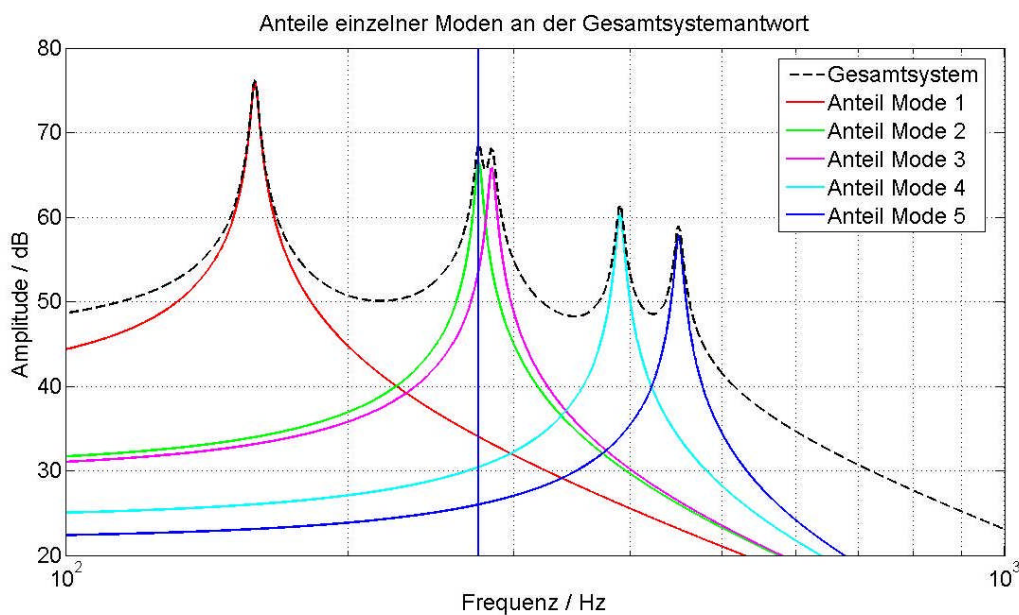
**Abbildung 7: Numerisches Experiment aktive STI Platte mit Randdämpfung**

Wie oben stehende Abbildung 7 zeigt, verändert sich die STI-Verteilung erheblich, wenn die Fugendämpfung am Rand einen signifikanten Einfluss hat. Im Gegensatz zu der STI-Verteilung, die in Tabelle 4 dargestellt ist, ergibt sich eine klare Ausrichtung zu den Punkten, an denen zusätzliche Dämpfer angebracht wurden. Da sich diese Art der STI-Verteilung nicht in den Ergebnissen der Experimente wieder findet, kann davon ausgegangen werden, dass der Dämpfungseinfluss am Rand des beschriebenen Versuchsaufbaus keinen signifikanten Einfluss auf die STI-Verteilung hat.

## 2.4. Entstehung von Wirbeln

In den Abbildungen in Kapitel 2.3, in denen die STI-Verteilungen von Platten dargestellt werden, sind wirbelartige Strukturen zu erkennen. Sie entstehen durch die Überlagerungen von zwei benachbarten Moden.

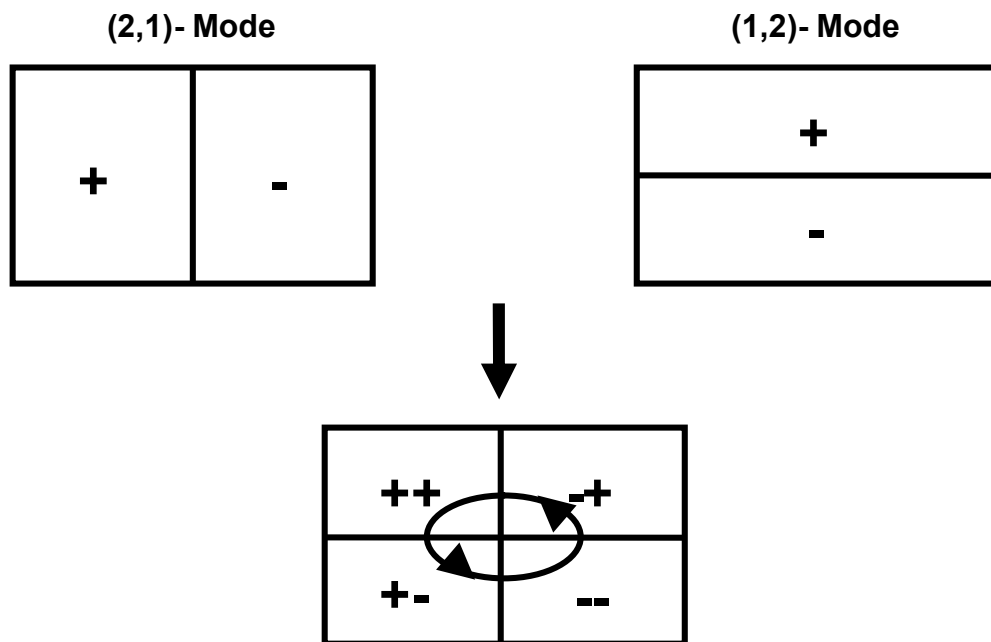
Haben zwei Eigenfrequenzen der Platte einen relativ geringen Frequenzabstand zueinander, so setzt sich die Schwingungsamplitude aus beiden beteiligten Moden zusammen (siehe Abbildung 8).



**Abbildung 8: Anteile einzelner Moden am Gesamtsystem**

Selbst wenn die Anregungsfrequenz identisch mit einer der betrachteten Eigenfrequenzen ist, ist ein nennenswerter Anteil der zweiten Mode vorhanden (senkrechte blaue Linie in Abbildung 8). Aufgrund der Dämpfung ist ein Phasenunterschied zwischen den beiden Moden vorhanden. Somit sind zwei Schwingformen, die zwar mit der gleichen Frequenz, aber nicht mit der gleichen Phase schwingen, vorhanden. Dies führt zu einem Wandern der Schwingungsbäuche durch die Platte.

Die Entstehung von symmetrischen Wirbelstrukturen hat Tanaka [21] wie folgt begründet: Beschreibt man einen Schwingungsberg mit (+) und ein Schwingungstal mit (-), so ergeben sich bei Überlagerung zweier Eigenmoden die Kombinationen (++) , (+-), (-- ) und (-+). Diese Abfolge beschreibt Richtung und Verlauf des Wirbels, wie in Abbildung 9 zu sehen ist.



**Abbildung 9: Entstehung von Wirbeln**

Eine Energiebetrachtung von symmetrischen und nicht-symmetrischen Wirbelmustern hat Meudt [10] durchgeführt.

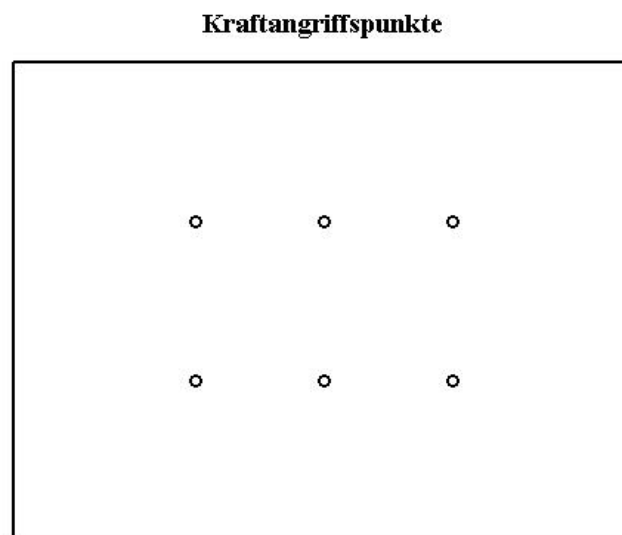
### 3. Ausbreitung von Körperschallenergie in Platten

#### 3.1. Platte mit harmonischer Punktkraft

In Kapitel 2.2.2 wurde die Berechnung der STI am Beispiel einer Platte mit Punktkraft gezeigt. Dabei wurde immer der gleiche Anregungsort benutzt. Um die Ergebnisse der STI bewerten zu können, muss zunächst geklärt werden, ob sich die STI-Verteilung bei Variation des Kraftangriffspunktes verändert und wenn ja, wie sie sich ändert.

##### 3.1.1. Veränderung des Energieflusses bei Variation des Anregungsortes

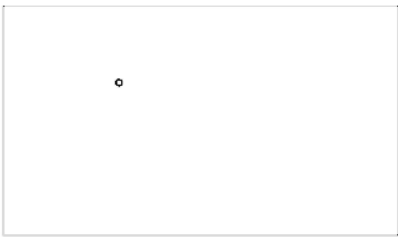
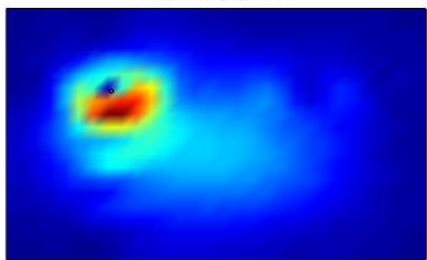
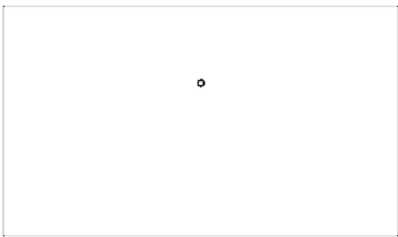
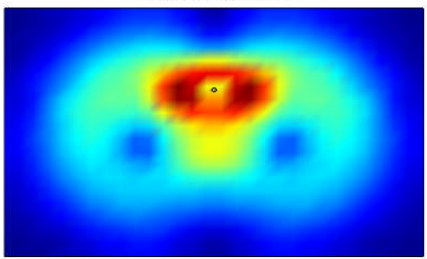
Um den Einfluss des Anregungsortes auf die STI-Verteilung zu beurteilen, wurden die STI-Verteilungen für sechs unterschiedliche Orte der Anregung berechnet.



**Abbildung 10: Kraftangriffspunkte Rechteckplatte**

Die nachfolgende Tabelle 5 zeigt die Ergebnisse des STI-Verlaufs für unterschiedliche Anregungsorte. Auf die Methode zur Darstellung des STI-Verlaufs wird in Kapitel 3.2 eingegangen.



Anregungsort	Betrag aktive STI
	
	

**Tabelle 5: aktive STI in Abhängigkeit vom Anregungsort**

Wie die STI-Verteilungen für die Anregungsorte 1 / 2 zeigen, gibt es eine Abhängigkeit vom Ort der Anregung. Der Ort der Anregung stellt die Quelle des Energieflusses dar, somit ändert sich die STI-Verteilung in ihrer Gesamtheit. Obwohl in den numerischen Experimenten nur die Materialdämpfung berücksichtigt wurde, unterscheiden sich die STI-Verteilungen auch noch in großem Abstand vom Anregungsort.

Dies ist im Wesentlichen dadurch zu begründen, dass einzelne Moden unterschiedlich stark angeregt werden, wenn die Kraft z.B. in der Nähe einer Knotenlinie liegt. In einem solchen Fall ist der Betrag, den diese Moden zum Energiefluss leisten, gering. Auf derartige Einflüsse auf die STI-Verteilung wird in der Bewertung in Kapitel 3.2 näher eingegangen.

Die vollständigen Ergebnisse sind in Kapitel 8.2 dargestellt.

### 3.1.2. Verhalten bei Mehrfachanregung

Bisherige Untersuchungen beschränken sich auf die Anregung durch eine einzige Kraft. Daher wird im Folgenden die STI-Verteilung bei Anregung durch mehrere Kräfte betrachtet.

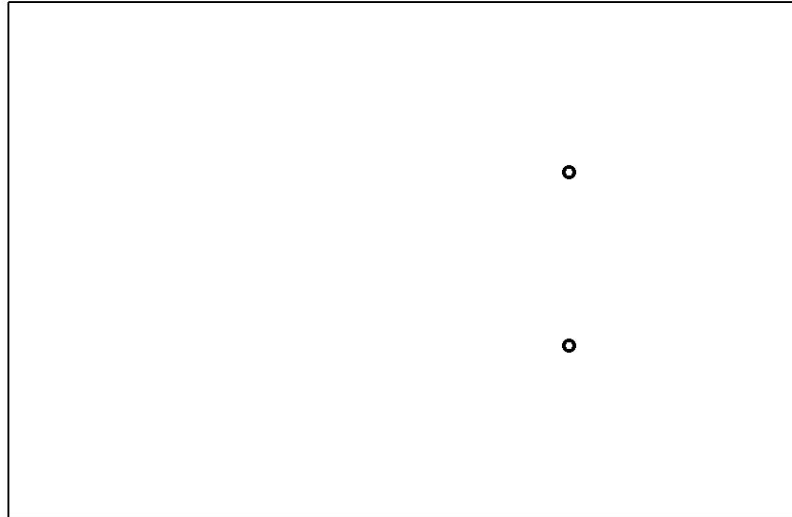
Hierfür werden an zwei Punkten auf der Platte einzelne Kräfte gleicher Amplitude und Phase angebracht. Zusätzlich wird untersucht, ob der Energiefluss, der durch zwei Kräfte entsteht, sich als Superposition der Energieflüsse zweier Einzelkräfte darstellen lässt.



Ziel dieser Untersuchung ist es, Kenntnis darüber zu erlangen, wie sich der Energiefluss verhält, wenn mehr als eine Quelle auf der Platte vorhanden ist.

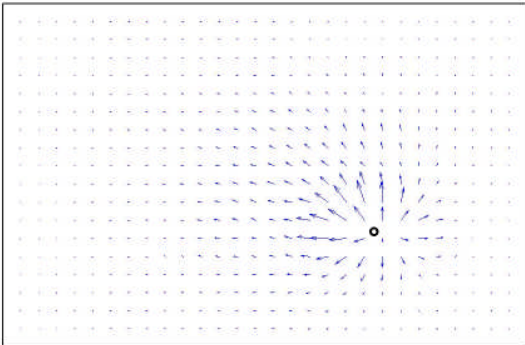
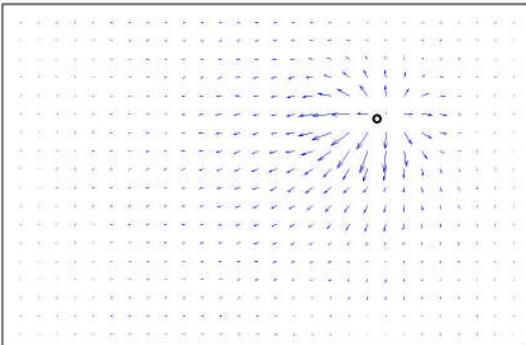
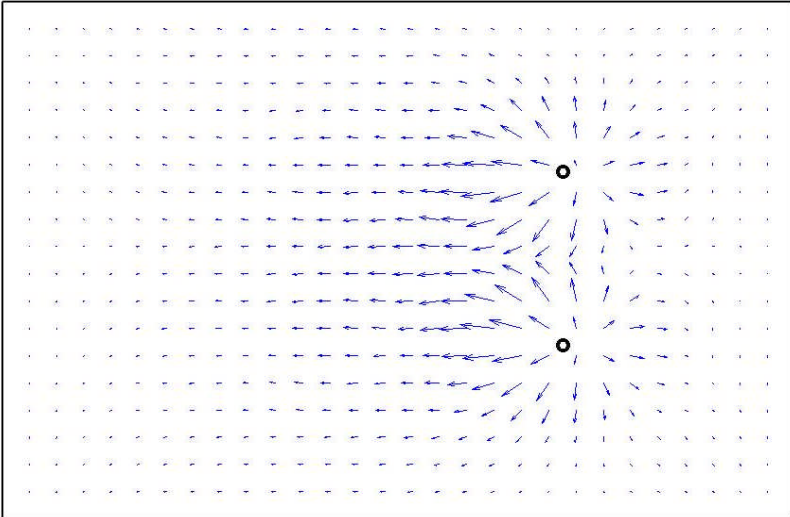
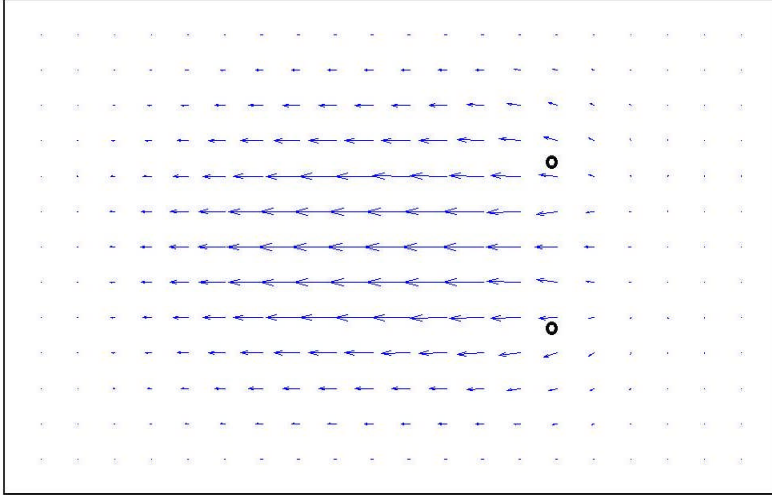
Die Koordinaten für die Kraftangriffspunkte werden aus Kapitel 3.1.1 übernommen.

Kraftangriffspunkte Mehrfachanregung



**Abbildung 11: Kraftangriffspunkte Rechteckplatte Mehrfachanregung**

## Ausbreitung von Körperschallenergie in Platten

Aktive STI Verteilung Kraftangriffspunkt 1-3	Aktive STI Verteilung Kraftangriffspunkt 2-3
<p style="text-align: center;">Aktive STI 93Hz</p> 	<p style="text-align: center;">Aktive STI 93Hz</p> 
Summe der einzelnen analytischen STI Verteilungen	
<p style="text-align: center;">Aktive STI Mehrfachregung 93Hz</p> 	
Numerisches Experiment STI Verteilung mit zwei Kräften	
<p style="text-align: center;">Aktive STI Mode 1</p> 	

**Tabelle 6: Vergleich Summe Einzelanregung / Gesamtberechnung**

Wie Tabelle 6 zeigt, lässt sich, selbst unter der Voraussetzung, dass beide Kräfte die gleiche Phase und Amplitude haben, die STI-Verteilung einer Struktur, die durch mehrere Kräfte angeregt wird, nur teilweise als Summe der Einzelanregungen darstellen.

Wie man deutlich erkennt, unterscheiden sich die STI-Verteilungen im Nahbereich des Kraftangriffspunkts erheblich. Ab einem gewissen Abstand von den Kraftangriffspunkten ist eine gute Übereinstimmung der STI-Verteilungen vorhanden. Weitere Untersuchungen zu dieser Thematik haben ergeben, dass die Summe der STI-Verteilungen, die durch zwei Einzelkräfte verursacht werden, schlecht mit den Ergebnissen von Mehrfachanregungen korrelieren. Will man den Energiefluss einer Struktur, die durch mehr als eine Kraft angeregt wird, beurteilen, so ist es von erheblicher Bedeutung, dass die einzelnen Anregungskräfte korrekt abgebildet werden.

### 3.2. Eine Methode zur Bewertung des Energieflusses

Es gibt kein standardisiertes Verfahren, um die Auswirkung von konstruktiven Maßnahmen auf den Energiefluss zu bewerten. In den meisten Fällen wird die STI-Verteilung der Ausgangsstruktur und die STI-Verteilung der modifizierten Struktur bei einer festen Frequenz verglichen. Diese Frequenz ist in den meisten Fällen eine Eigenfrequenz der Struktur. Diese Betrachtung ist für die Beurteilung des Energieflusses bei einer monofrequenten Anregung ausreichend.

Ist die Anregung aber breitbandig oder ist die Anregungsfrequenz veränderlich (wie z.B. beim Hochlauf eines Motors), so ist es nicht ausreichend, nur die Veränderung der STI-Verteilung bei einer Eigenfrequenz zu betrachten, sondern man muss die STI-Verteilungen aller Moden im betrachteten Frequenzbereich bewerten. Da es schwierig ist, alle STI-Verteilungen gegeneinander zu vergleichen, wurde eine Darstellung entwickelt, für die nur ein einzelnes Diagramm ausreicht.

Die Werte, die in dem Diagramm dargestellt werden, werden nach der folgenden Formel berechnet:

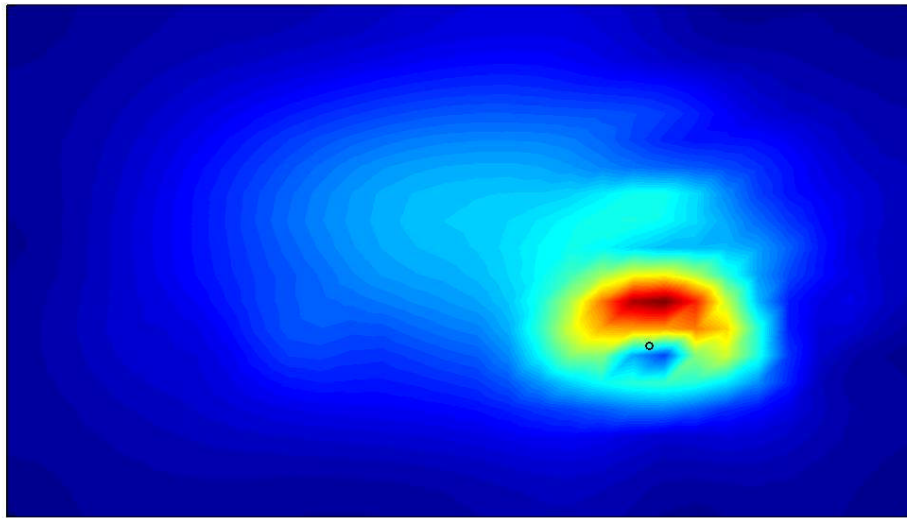
$$|STI|(n) = \sum_{m=1}^{10} \sqrt{I_{x,aktiv}(m,n)^2 + I_{y,aktiv}(m,n)^2} \quad (3.1)$$

darin ist m der Zähler für die betrachtete Mode und n Anzahl der Knoten.

Für jeden Knoten wird der Betrag der Intensitätswerte beider Raumrichtungen pro Knoten gebildet und über die Moden im betrachteten Frequenzbereich aufsummiert. Für die in dieser Arbeit betrachteten Plattenstrukturen, liegen die ersten zehn Moden immer unterhalb einer Frequenz von 1000Hz. Die gewählte Darstellung stellt den Energiefluss innerhalb der Struktur für den Frequenzbereich bis 1000 Hz dar. Je nach Problemstellung, müssen unterschiedliche Frequenzbereiche und damit unterschiedliche Moden betrachtet werden.

Somit erhält man eine Darstellung in Isobarenform, die zeigt, welche Strukturteile vom Energiefluss betroffen sind und an welchen Stellen nur wenig Energiefluss stattfindet.

Betrag der aktiven STI der Moden 1-10

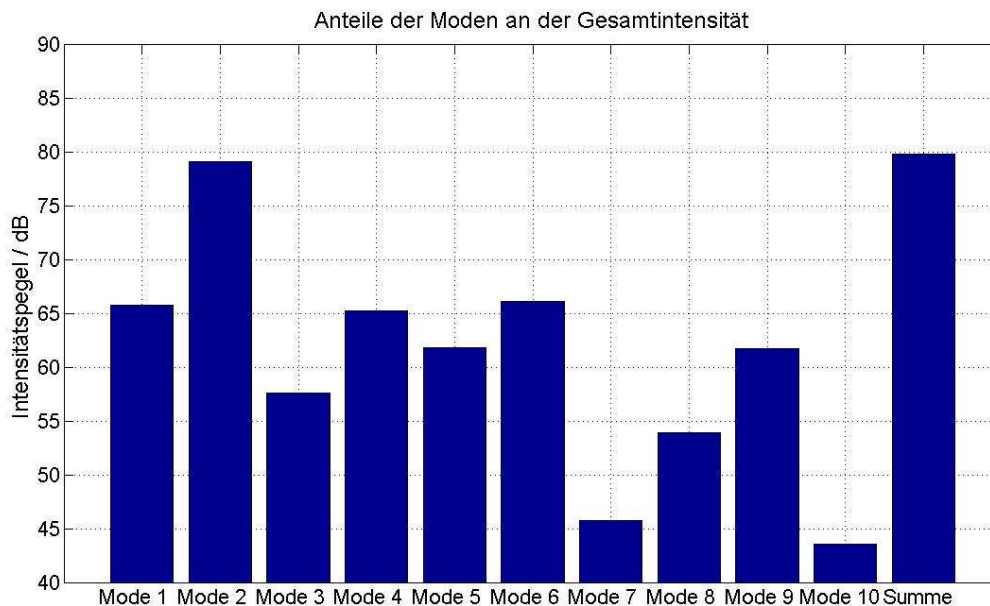


**Abbildung 12: Betrag der aktiven der Moden STI Mode 1-10**

Abbildung 12 zeigt den Betrag der aktiven STI für die ersten zehn Moden. Der Kraftangriffspunkt (rot) ist deutlich zu erkennen. Es zeigt sich, dass die Platte nicht gleichmäßig durchflossen wird. Wie bereits in Kapitel 3.1.1 gezeigt wurde, hängt dies zum Teil mit dem Ort der Anregung zusammen.

Da für die Berechnung der STI-Verteilungen der ersten zehn Moden immer die gleiche Kraftamplitude benutzt wurde und der Ort der Anregung für alle Moden der gleiche ist, sind die Anteile der einzelnen Moden natürlich im Allgemeinen nicht gleich hoch, weil diese von der relativen Lage des Kraftangriffspunktes und von der Lage der Schwingungsknoten abhängt.

Hinzu kommt, dass sich die Schwingungsamplituden der einzelnen Moden mit der Ordnung der Moden verringern, somit ist der Anteil der tieffrequenten Moden dominant.



**Abbildung 13: Anteile einzelner Moden an Gesamtintensität**

In Abbildung 13 ist zu erkennen, dass im betrachteten Beispiel der Anteil der zweiten Mode an der Gesamtintensität dominant ist. Dies ist durch den Ort der Anregung in der Nähe des Schwingungsbauchs zu erklären.

Für die Berechnung der Pegel wurde ein Referenzwert für die Intensität von

$$I_0 = \sigma_0 \cdot v_0 = 2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 5 \cdot 10^{-8} \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1 \cdot 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (3.2)$$

angenommen. Der Referenzwert für die Spannung wurde aus

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A_0} = \frac{2 \cdot 10^{-5} \text{N}}{1 \text{m}^2} = 2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (3.3)$$

gebildet, dieser Wert entspricht dem Referenzwert für den Schalldruck.

Will man nun wissen, welche Anteile der Struktur am Energiefluss teilnehmen, wenn alle Moden als gleichwertig zu betrachten sind, so muss man die Anteile der einzelnen Moden normieren. Dafür wird die Formel 3.1 derart erweitert, dass die Intensitätswerte der jeweiligen Mode durch den Maximalwert aller Intensitätswerte der jeweiligen Mode geteilt werden. Somit ist der größtmögliche Intensitätswert, den ein Knoten zum Betrag einer Mode beitragen kann, gleich Eins. Ist die Verteilung der Intensitätswerte nun so, dass nur ein Knoten einen hohen Intensitätswert hat und alle anderen Knoten deutlich niedrigere Wert, so ist bei dieser Mode der Anteil am Betrag der Gesamtintensität kaum größer als Eins. Haben bei einer Mode nun mehrere Knoten Intensitätswerte die im Bereich des Maximalwertes liegen, so kann der

Betrag einer Mode an der Gesamtintensität auch deutlich höhere Werte als Eins annehmen.

$$|STI|(n)_{\text{normiert}} = \sum_{m=1}^{10} \frac{\sqrt{I_{x,\text{aktiv}}(m,n)^2 + I_{y,\text{aktiv}}(m,n)^2}}{\max\left(\sqrt{I_{x,\text{aktiv}}(m,n)^2 + I_{y,\text{aktiv}}(m,n)^2}\right)} \quad (3.4)$$

normierter Betrag der aktiven STI der Moden 1-10

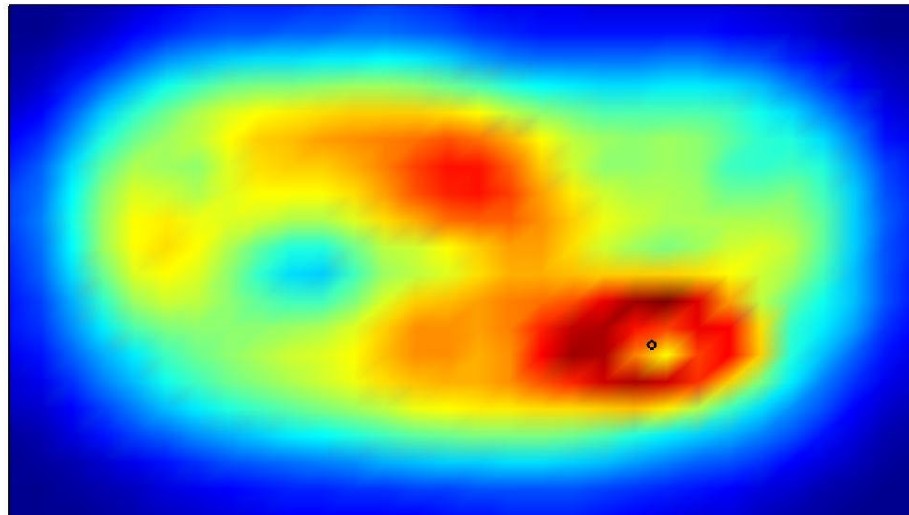


Abbildung 14: normierter Betrag der aktiven STI der Moden 1-10

Abbildung 14 zeigt die normierte Darstellung der aktiven STI der ersten zehn Moden. Im Gegensatz zu Abbildung 12 sind nun auch die Anteile der höheren Moden deutlich zu erkennen. Aus dieser Darstellung lassen sich nun Orte für konstruktive Maßnahmen (Orte hohen Flusses) herleiten.

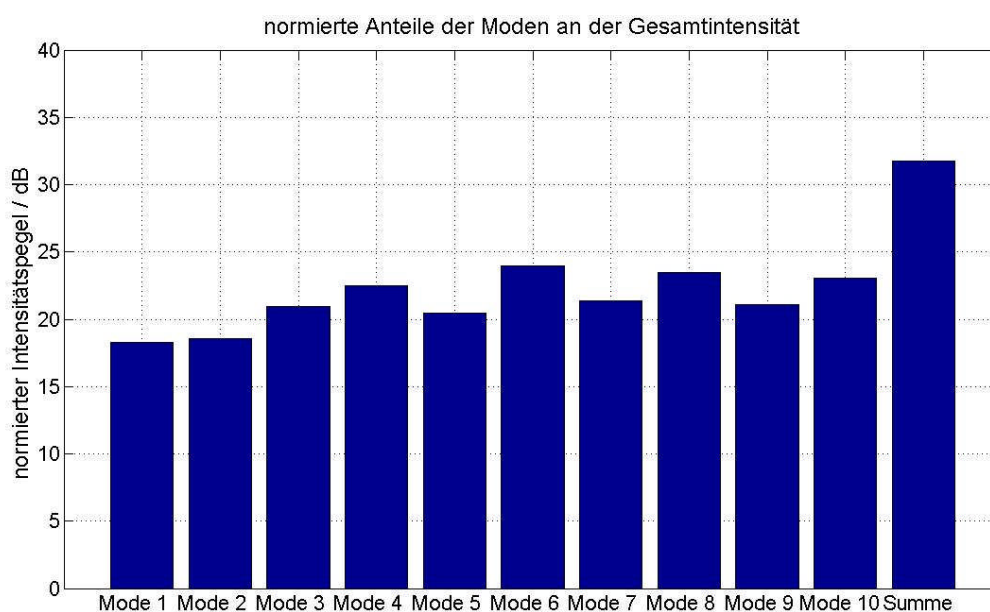


Abbildung 15: normierte Anteile der Moden an der Gesamtintensität

Wie Abbildung 15 zeigt, wird durch die Normierung der Anteile die Dominanz einzelner Moden an der Gesamtintensität aus Abbildung 13 verringert. Durch die Normierung der Intensitätsbeiträge in Formel 3.2 muss zur Berechnung der Pegelwerte kein Referenzwert verwendet werden.

Wie die Unterschiede zwischen der Abbildung 12 und Abbildung 14 für den Betrag der STI deutlich zeigen, müssen für eine aussagekräftige Bewertung welche Strukturteile am Energietransport zwei Sachverhalte geklärt werden:

1. An welchem Ort greift der Anregung an?
2. Wie setzt sich das Spektrum der anregenden Kraft zusammen?

Sind diese beiden Randbedingungen nicht bekannt, so sind die Aussagen, die mittels der vorgestellten Bewertung getroffen werden, nicht belastbar.

Die Qualität der Bewertung ist somit stark von der genauen Kenntnis der Anregung abhängig.



## **4. Auswirkung konstruktiver Maßnahmen auf den STI-Verlauf**

Bevor an einer Teststruktur eine konkrete Maßnahme zur Beeinflussung des Körperschallflusses untersucht wird, müssen zunächst die Auswirkungen von einzelnen Maßnahmen an Platten untersucht werden. Mit diesen Erkenntnissen können dann Maßnahmen für die Teststruktur entworfen werden.

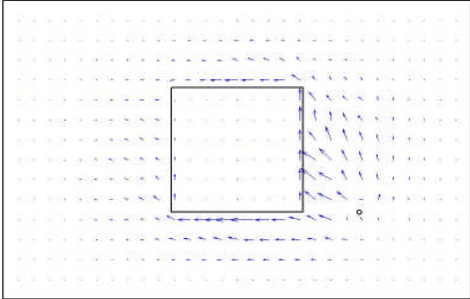
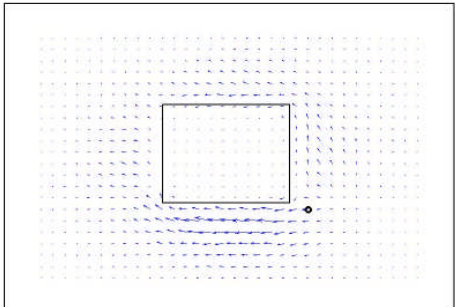
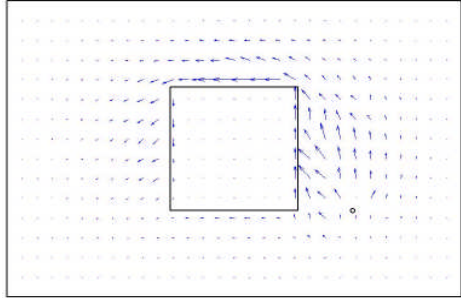
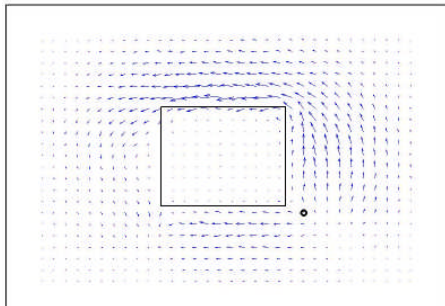
Solche konstruktiven Maßnahmen sind im Folgenden:

- Materialwegnahme (Ausbrüche oder Löcher),
- Steifigkeitserhöhung (Sicken),
- Lokale Senken (zusätzliche Dämpfung),
- Kombinationen der vorher genannten Maßnahmen

### **4.1. Materialwegnahme**

Eine einfache Möglichkeit, eine Struktur zu verändern, stellt die Wegnahme von Material dar. Für die folgenden Simulationen und Messungen wurde in einer ebenen Platte mittig ein rechteckiger Ausbruch vorgesehen. Die Berechnung der STI-Verteilung wurde mittels FEM vorgenommen. Als Vergleich wird die gemessene STI-Verteilung, wie in Kapitel 2.3 vorgestellt, herangezogen.

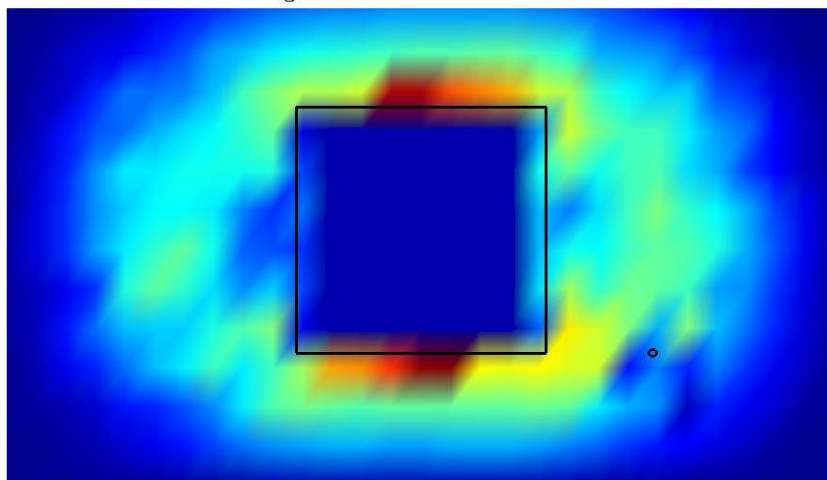
In der folgenden Tabelle sind die STI-Verteilungen von zwei Moden beispielhaft dargestellt. Für die Bewertung der Materialwegnahme wird die Darstellungsform, wie sie in Kapitel 3.2 vorgestellt wurde, herangezogen.

Mode	Numerisches Experiment	Experimentell ermittelte STI-Verteilung
1		
2		

**Tabelle 7: Vergleich numerisches Experiment / experimentell ermittelte STI Materialwegnahme**

Wie man in den STI-Verteilungen in Tabelle 7 erkennen kann, stimmen die Ergebnisse der Simulation sehr gut mit den Ergebnissen aus der Messung zu überein. Da der Bereich, aus dem Material entfernt wurde, nun nicht mehr am Energiefluss teilnehmen kann, fließt die Energie um den Materialausbruch herum.

**Betrag der aktiven STI der Moden 1-10**



**Abbildung 16: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Materialwegnahme**

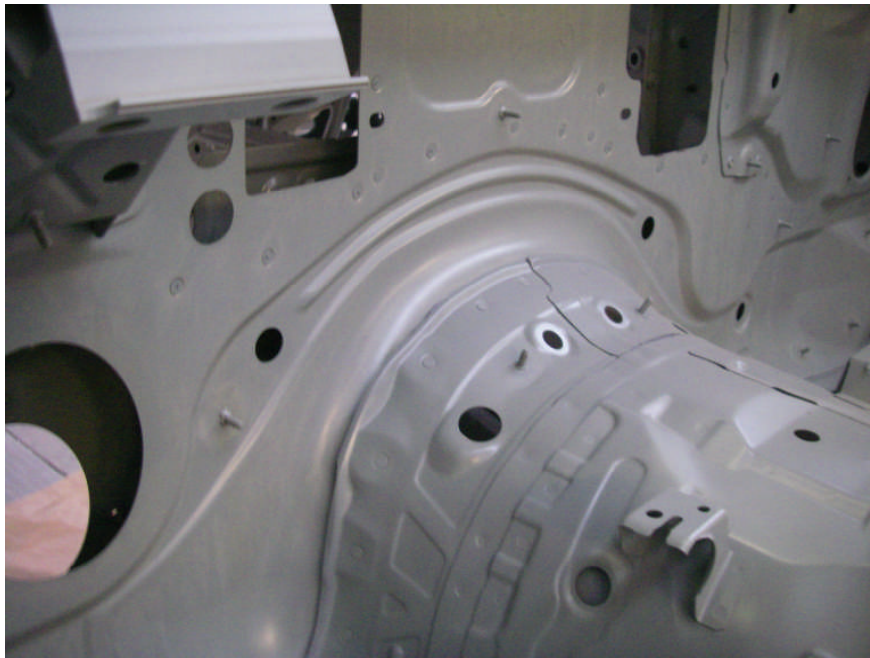
Vergleicht man Abbildung 12 mit Abbildung 16, so kann man einen deutlichen Anstieg der STI im Bereich um den Materialausbruch herum erkennen.

Es lässt sich somit schließen, dass es, wenn man Material in einen Bereich, der am Energiefluss teilnimmt, entfernt, zu einer Verdichtung des Energieflusses an den Rändern des Ausbruchs kommt. Zudem lässt sich erkennen, dass der Energiefluss zu den Plattenrändern hin ansteigt.

Somit steht der Materialausbruch als konstruktive Maßnahme zur Verdichtung von Energieflüssen zur Verfügung.

## 4.2. Steifigkeitserhöhung

Eine oft verwendete Methode, um die Steifigkeit dünnwandiger Strukturbereiche zu erhöhen, sind Sicken. Wie die unten stehenden Abbildung 17 zeigt, werden z.B. in Karosserieblechen Sicken unterschiedlichster Ausführung verwendet, um die Steifigkeit der Bleche zu erhöhen.



**Abbildung 17: Sicken in einer Karosserie**

Die Eigenfrequenzen einer homogenen allseitig gestützten Platte lassen sich, ausgehend von Gleichung 2.10, mit der folgenden Gleichung berechnen:

$$f_{m,n} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[ \left( \frac{m}{a} \right)^2 + \left( \frac{n}{b} \right)^2 \right] \cdot \sqrt{\frac{B'}{m'}} \quad (4.1)$$

Wie die Gleichung 4.1 zeigt, sind die Eigenfrequenzen einer Platte vom Verhältnis von spezifischer Biegesteifigkeit und Massebelegung abhängig. Da die spez. Biegesteifigkeit

$$B' = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (4.2)$$

mit der dritten Potenz der Wandstärke ansteigt, sind Sicken eine effektive Methode für die Leichtbauweise, um das Verhältnis von Steifigkeit und Masse zu erhöhen.

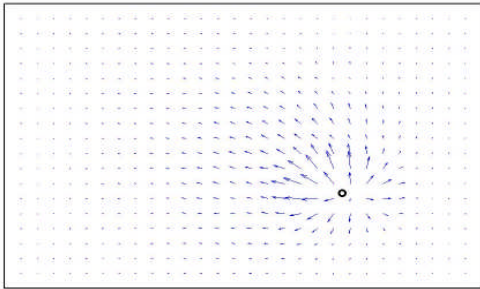
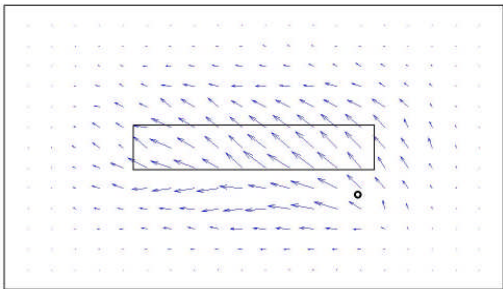
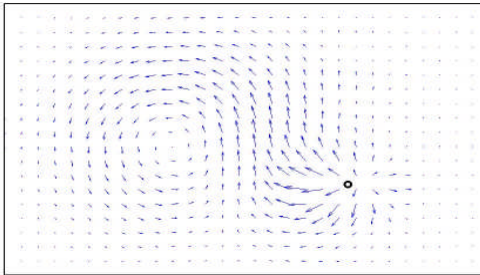
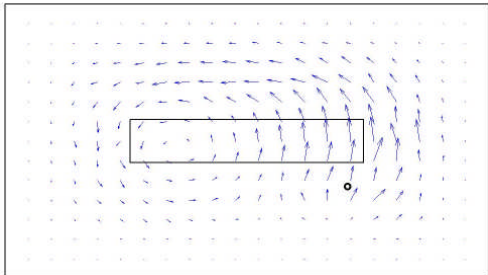
Im Folgenden werden die STI-Verteilungen zweier Platten mit unterschiedlich angeordneten Sicken untersucht. Ziel dabei ist es, die Auswirkung der Sicke auf die STI-Verteilung zu erarbeiten.

#### 4.2.1. Sicke in Längsrichtung

Für die folgenden Untersuchungen wurde in einer Platte mittig eine Längssicke eingeprägt. Die Maße der Sicke betragen 290 x 70 x 4 mm. Die Sicke ist in Längsrichtung in die Platte eingeprägt.

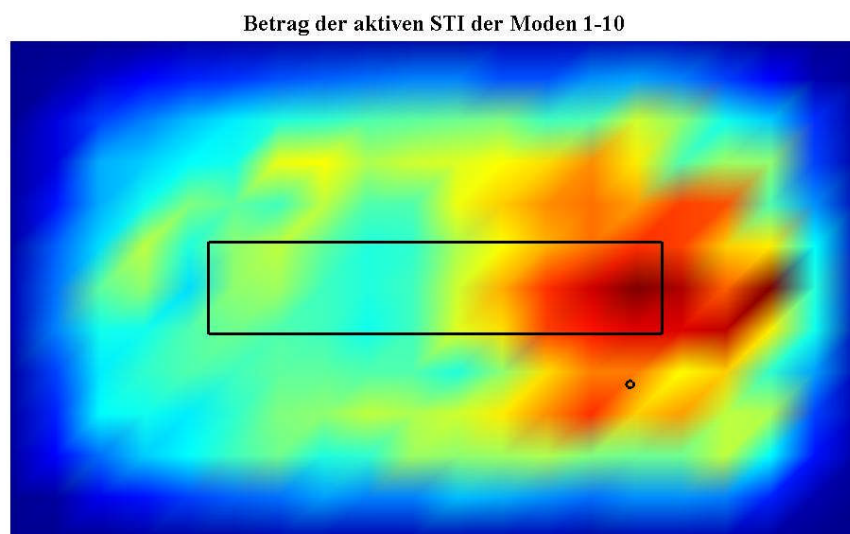


Abbildung 18: Modell Platte mit Sicke in Längsrichtung

Mode	Numerisches Experiment Platte ohne Sicke	Numerisches Experiment Platte mit Sicke in Längsrichtung
1		
3		

**Tabelle 8: Vergleich STI-Verteilung Platte mit und ohne Sicke in Längsrichtung**

Wie der Vergleich der STI-Verteilungen in Tabelle 8 zeigt, ist der Einfluss der Sicke in Längsrichtung als gering zu beurteilen. Die ausrichtende Wirkung eines Absatzes, wie sie von Meudt [10] gezeigt wurde, stellt sich nicht ein. Da die Simulationsergebnisse der Sicke in Längsrichtung der Platte keine nutzbare Wirkung auf die STI-Verteilung ergeben, wurde auf die Messung der STI-Verteilung verzichtet.



**Abbildung 19: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Sicke längs**



Auch die in Abbildung 19 dargestellte betragsmäßige Betrachtung der ersten zehn Moden zeigt einen nur geringen Einfluss auf den Energiefluss.

#### 4.2.2. Sicke in Querrichtung

Analog zu den Untersuchungen im vorangegangenen Kapitel wurde in einer Platte mittig eine Sicke eingeprägt. Die Sicke ist in Querrichtung in die Platte eingeprägt. Die Maße der Sicke betragen 70 x 290 x 4 mm.

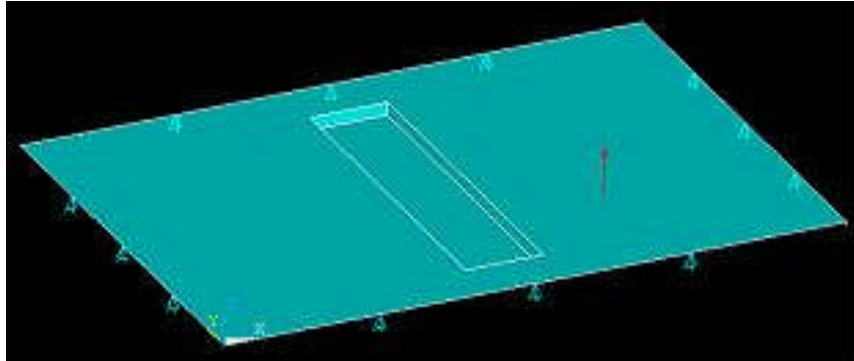


Abbildung 20: Modell Platte mit Sicke in Querrichtung

Mode	Numerisches Experiment Platte ohne Sicke	Numerisches Experiment Platte mit Sicke in Querrichtung
3		
5		

Tabelle 9: Vergleich STI-Verteilung Platte mit und ohne Sicke in Querrichtung

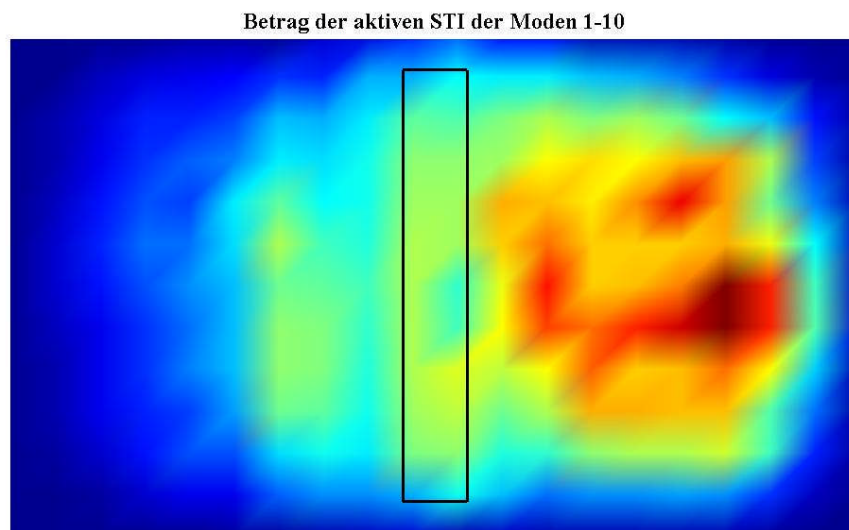
Wie der Vergleich der STI-Verteilungen in Tabelle 9 zeigt, so ist ein Einfluss der Sicke in Querrichtung für einzelne Moden vorhanden. Wie das Beispiel für die dritte Mode zeigt, kann durch die Sicke in Querrichtung der Energiefluss vom

Kraftangriffspunkt aus auf die linke Plattenseite deutlich reduziert werden. Ab der fünften Mode ist der Einfluss der Sicke kaum noch vorhanden.

Dass der Einfluss der Sicke nur bei bestimmten Moden erkennbar ist, lässt sich durch die Wellenlänge der Biegewellen erklären.

Durch die Sicke steigt die globale Biegesteifigkeit der Platte an, dies führt zu einer Veränderung der Schwingform bei den Moden, deren Biegewellenlänge größer ist als die geometrische Ausdehnung der Sicke. Da sich die STI-Verteilung aus den Schnellen und Spannungen ergibt, ändert sich diese entsprechend der Schwingformen.

Betrachtet man eine Schwingform bei der die Länge einer Biegewelle kürzer ist, als die geometrische Ausdehnung der Sicke, so ist der Einfluss der Sicke auf die Schwingform gering. Somit unterscheidet sich die STI-Verteilung kaum noch von der Platte ohne eine Sicke, da sich die Schwingform nun aus der lokalen Masse- und Steifigkeitseigenschaften ergibt.

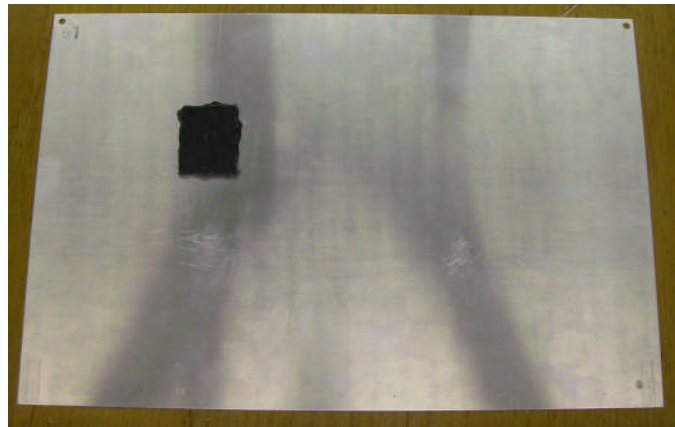


**Abbildung 21: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Sicke in Querrichtung**

Die in Abbildung 21 dargestellte betragsmäßige Betrachtung der ersten zehn Moden zeigt den Einfluss der Sicke in Querrichtung auf den Energiefluss. Es kommt zu einer deutlichen Verdichtung des Energieflusses zwischen dem Ort der Anregung und der Sicke. Die linke Plattenseite nimmt nur noch in geringem Maße am Energiefluss teil. Somit hat in diesem Fall die Sicke eine „Sperrwirkung“.

### 4.3. Zusätzliche Dämpfung

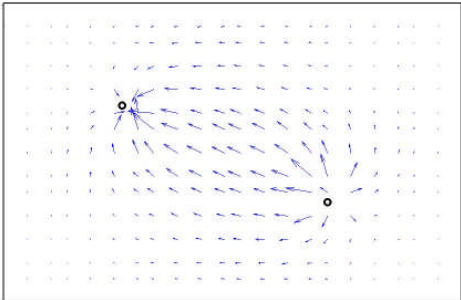
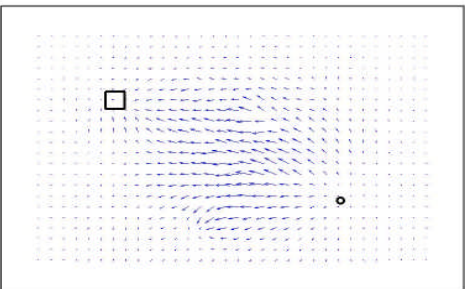
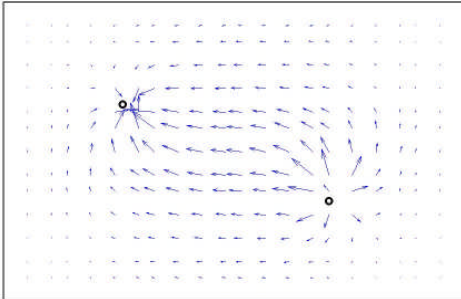
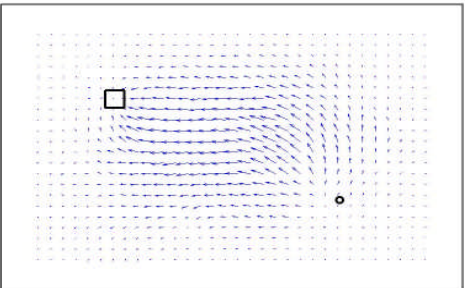
Wie in Kapitel 2.2.2 hergeleitet wurde, hängt die aktive STI maßgeblich von der Systemdämpfung ab. In den bisherigen Untersuchungen wurde ausschließlich Materialdämpfung betrachtet. Im Folgenden wird die Auswirkung einer zusätzlichen Dämpfungsmaßnahme auf die STI-Verteilung betrachtet. Hierfür wurde in der FEM an einem Knoten ein Dämpfungselement angebracht. Dies kann in der Software ANSYS durch das COMBIN14 Element abgebildet werden. Das COMBIN14 Element ist ein Linienelement, das nur über Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften verfügt. Dadurch wird eine zusätzliche Energiesenke neben der Materialdämpfung in der Platte erzeugt. Um in der Messung einen vergleichbaren Effekt zu erzeugen, wurde auf der Platte eine ca. 15mm x 15mm große Fläche mit dem Dämpfungsmaterial COLLOPHON 507 der Firma Collodin Chemie beschichtet.



**Abbildung 22: Dämpfungsbelag für STI-Messungen**

Dieser Dämpfungsbelag zeichnet sich durch seine extrem hohe Haftung zum Plattenmaterial (Aluminium) aus. Dadurch werden die Verformungen, die die Platten bei einer Schwingung ausführen, in den Dämpfungsbelag eingeleitet und dort dissipiert.

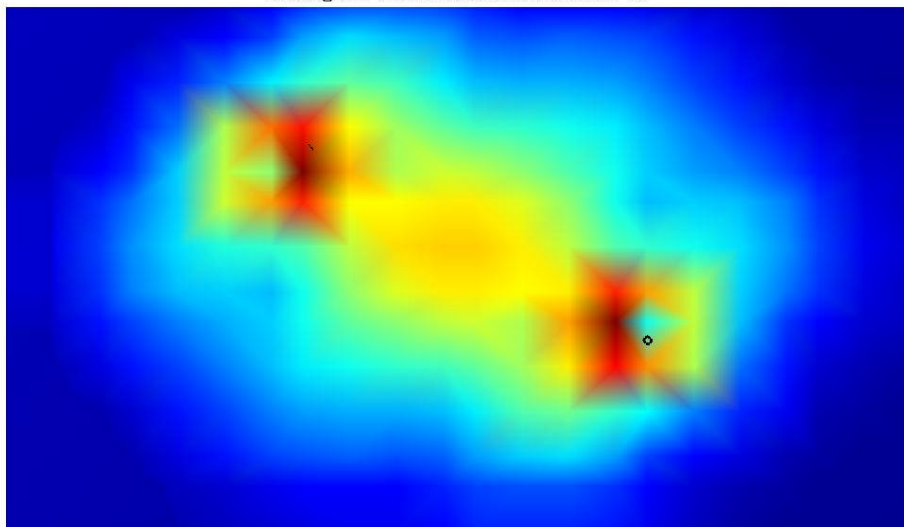


Mode	Numerisches Experiment	Experimentell ermittelte STI-Verteilung
1		
2		

**Tabelle 10: Vergleich numerisches Experiment / experimentell ermittelte STI zusätzliche Dämpfungsmaßnahme**

Wie die STI-Verteilungen der beiden ersten Moden in der oben stehenden Tabelle 10 zeigen, kann auch die zusätzliche Dämpfungsmaßnahme in der Messung sehr gut nachgebildet werden. Es ergibt sich eine klare Ausrichtung der STI-Verteilung in Richtung des Dämpfungsbelages.

Betrag der aktiven STI der Moden 1-10



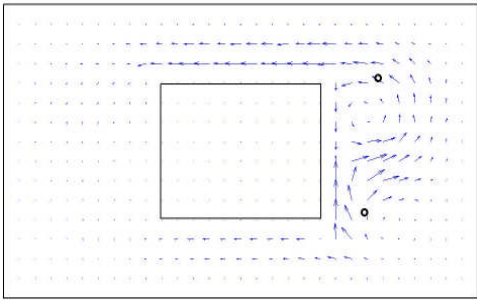
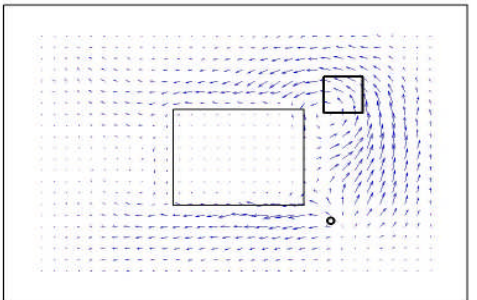
**Abbildung 23: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 diskreter Dämpfer**

Wie in Abbildung 23 zeigt, entsteht durch die zusätzliche Dämpfung eine Ausrichtung des Energieflusses in Richtung des diskreten Dämpfers.

Es lässt sich somit schließen, dass man durch eine zusätzliche Dämpfungsmaßnahme eine Ausrichtung des Energieflusses vom Kraftangriffspunkt zum Bereich, in dem die zusätzliche Dämpfung eingebracht wurde, erzeugen kann. Dabei ist aber zu beachten, dass diese zusätzliche Dämpfungsmaßnahme in einen Plattenbereich liegt der am Energiefluss teilnimmt.

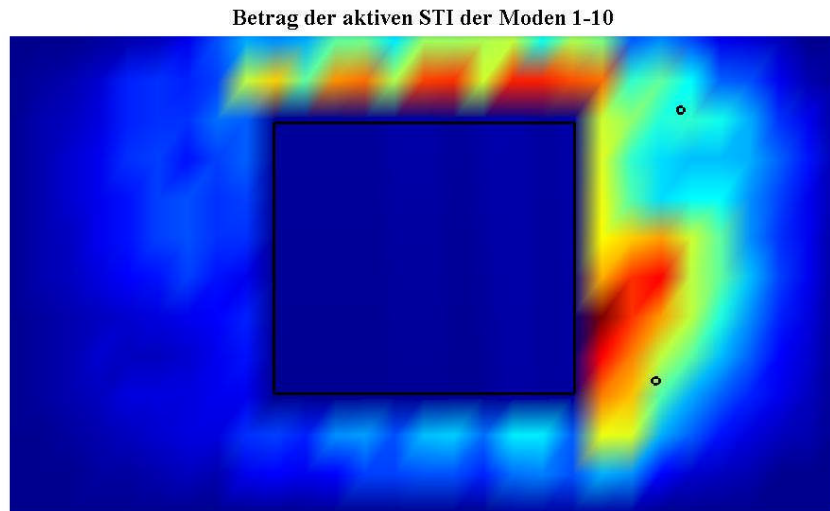
#### 4.4. Materialwegnahme + zusätzliche Dämpfung

Wie die Ergebnisse von Kapitel 4.1 und Kapitel 4.3 zeigen, kann man durch Materialwegnahme und durch eine zusätzliche Dämpfungsmaßnahme die STI-Verteilung beeinflussen. Da durch die Materialwegnahme der Energiefluss gezielt verdichtet werden kann und durch den diskreten Dämpfer der Energiefluss gezielt ausgerichtet werden kann, wird im Folgenden die Kombination aus beiden Maßnahmen betrachtet.

Mode	Numerisches Experiment	Experimentell ermittelte STI-Verteilung
7		

**Tabelle 11: Vergleich numerisches Experiment / experimentell ermittelte STI Materialwegnahme + Dämpfer**

Wie Tabelle 11 zeigt, kann durch die Kombination von Maßnahmen der Energiefluss gezielt in einen Bereich der Platte gelenkt werden. Dadurch nimmt der Energiefluss auf die linke Plattenhälfte ab.



**Abbildung 24: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 Materialwegnahme + Dämpfer**

Wie der Betrag der STI für die ersten zehn Moden in Abbildung 24 zeigt, kann durch die Kombination von Materialwegnahme und einer zusätzlichen Dämpfungsmaßnahme der Energiefluss auf den linken Plattenteil stark reduziert werden.

## 5. Anwendung der Grundlagenergebnisse in der Praxis

Die in Kapitel 4 vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass man durch konstruktive Maßnahmen gezielt Einfluss auf die STI-Verteilung nehmen kann. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wird im Folgenden an einer Teststruktur der Versuch unternommen, den Energiefluss zwischen dem Ort der Anregung und dem Ort der Schallabstrahlung derart zu beeinflussen, dass es dort zu einer verringerten Schallabstrahlung kommt.

### 5.1. Beschreibung der Teststruktur

Die Teststruktur ist in der unten stehenden Abbildung 25 zu sehen. Sie besteht aus einem Rahmen (blau), der aus Rechteckhohlprofilen mit dem Maßen  $30 \times 30 \times 2\text{mm}$  aufgebaut ist. Auf der Öffnung des Rahmens ist punktuell mit dem äquidistanten Abstand  $d = 50\text{mm}$  ein Aluminiumblech mit den Abmaßen  $a = 490\text{mm}$ ,  $b = 255\text{mm}$ ,  $t = 1\text{mm}$  mit Schrauben befestigt. Am Rahmen befindet sich ein Stiel aus den genannten Rechteckhohlprofilen mit der Länge  $l_s = 235\text{mm}$ . Eine derartige Bauweise mit Funktionstrennung, bei der durch Hohlprofile die statische Steifigkeit erzeugt wird und durch dünne Bleche eine Raumentrennung stattfindet, findet sich in vielen technischen Anwendungen wieder.

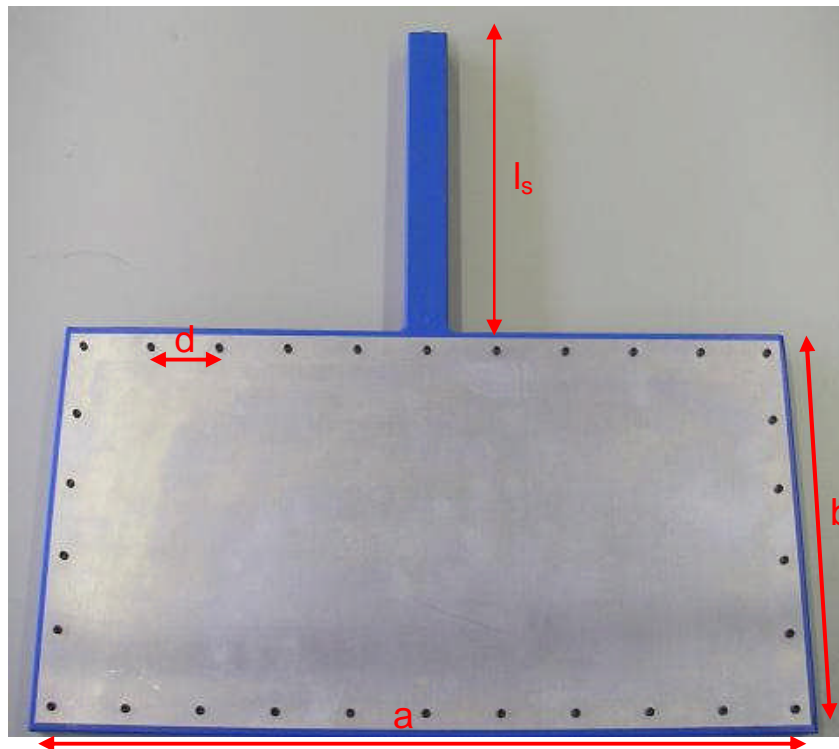
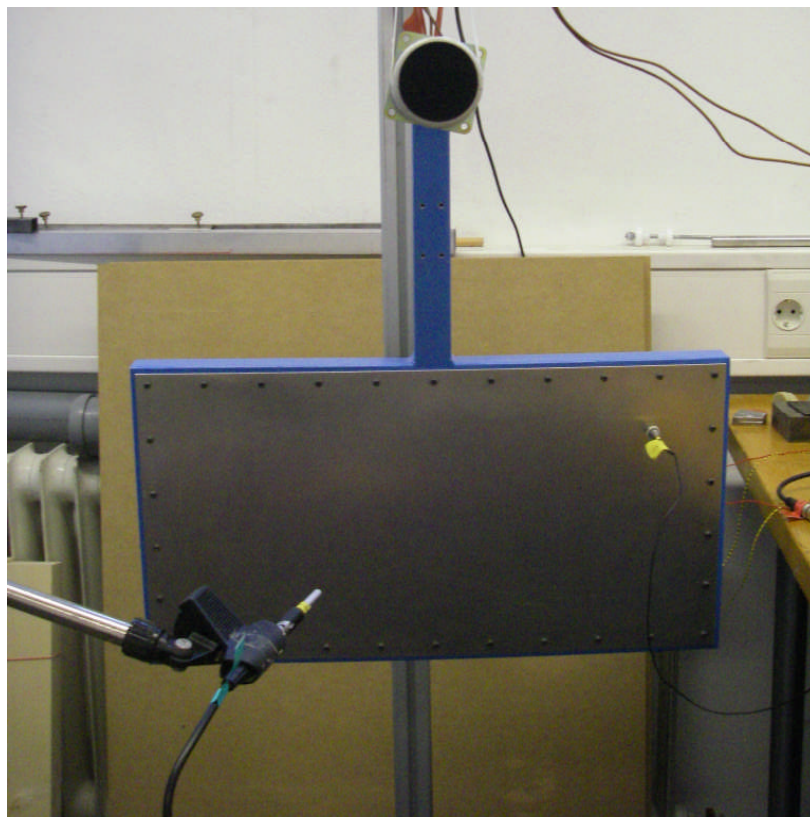


Abbildung 25: Teststruktur

## 5.2. Schallintensitätsmessung der Teststruktur

Um das akustische Verhalten der Teststruktur zu untersuchen, wurde eine Schallintensitätsmessung mittels einer Schallintensitätssonde der Firma Micro-Flown durchgeführt. Hierfür wurde die Teststruktur am oberen Ende des Stiels elastisch aufgehängt und dort mittels eines elektrodynamischen Schwingerregers angeregt (Abbildung 26). Als Anregungssignal wurde ein weißes Rauschen verwendet. Zusätzlich wurden mit einem Beschleunigungssensor die Schwingungen auf dem Aluminiumblech gemessen und der Schalldruck im Abstand von 30cm als Vergleich aufgezeichnet.



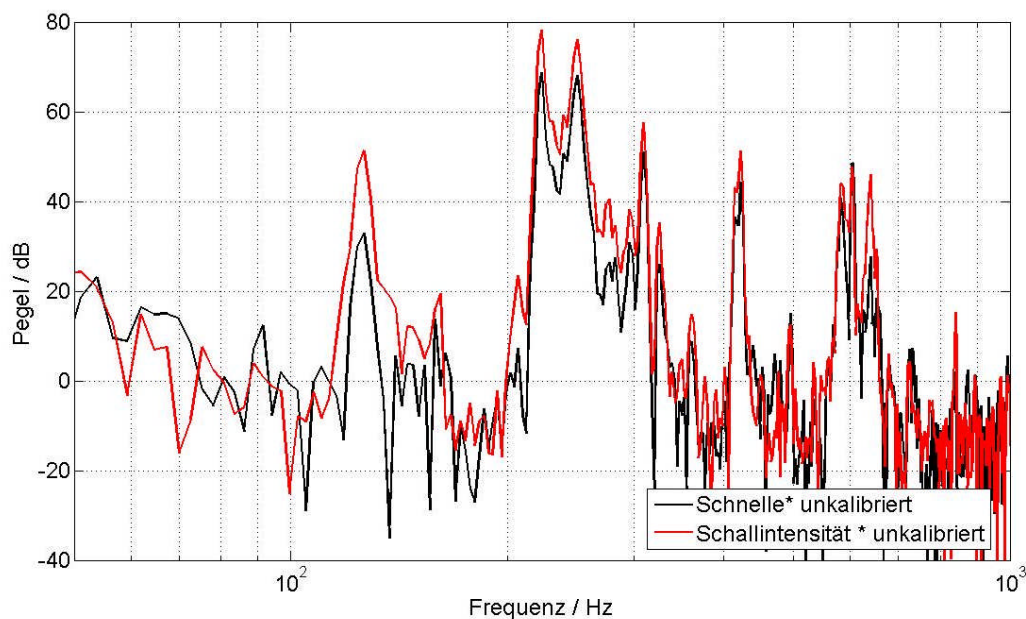
**Abbildung 26: Messaufbau Schallintensitätsmessung**

Da mit der Micro-Flown Sonde direkt der Schalldruck und die Schallschnelle gemessen werden, und die Schallschnelle im unmittelbaren Nahfeld der Oberfläche proportional der Schwingschnelle an der Oberfläche (Vecchio [22]) der Teststruktur ist, stehen für die Auswertung neben der Schallintensität auch die Oberflächenschnellen der Teststruktur zur Verfügung.

Das Spektrum der experimentell ermittelten Schallintensität und das Spektrum der mittleren Schnelle sind in Abbildung 27 dargestellt. Es zeigt sich deutlich, dass die

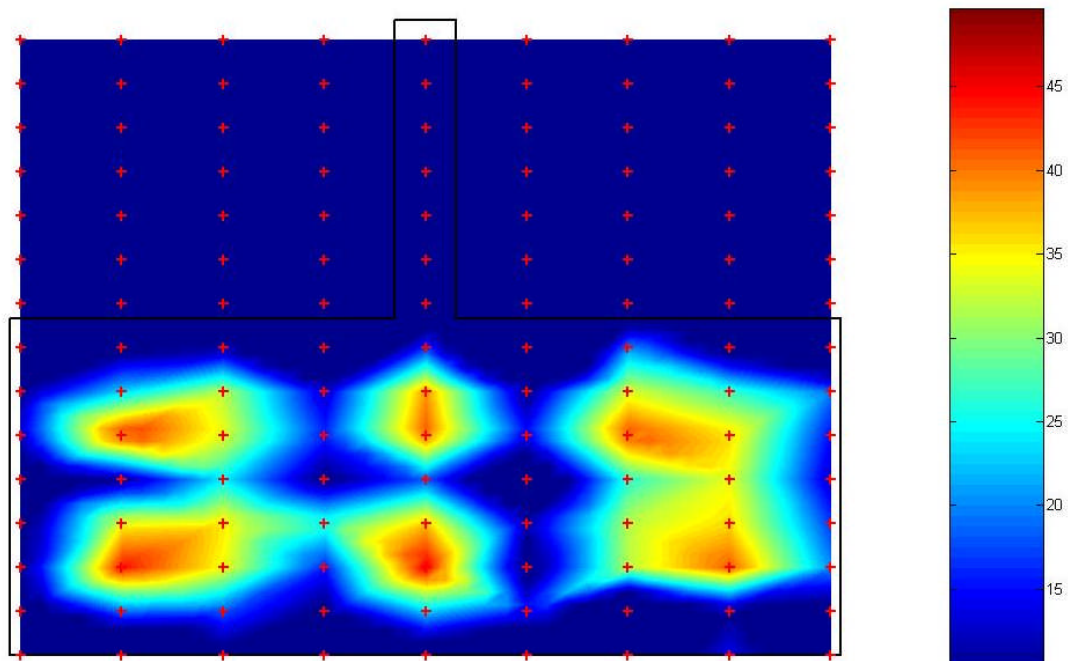


pegelbestimmenden Anteile im Frequenzbereich bis zu einer Frequenz von 1000 Hz von den Schwingformen des Aluminiumblechs gesteuert werden.



**Abbildung 27: Schallintensitätsspektrum Teststruktur**

Dies lässt sich klar aus dem Vergleich des Spektrums der Schallintensität (rot) und dem Spektrum der Schnellepegel (schwarz) auf dem Aluminiumblech herleiten. Die frequenzweise Auswertung der Schallintensitätsverteilung zeigt, dass die Schwingformen des Aluminiumblechs sich klar in der Schallintensitätsverteilung abbilden. Dies zeigt die folgenden Abbildung 28 beispielhaft.

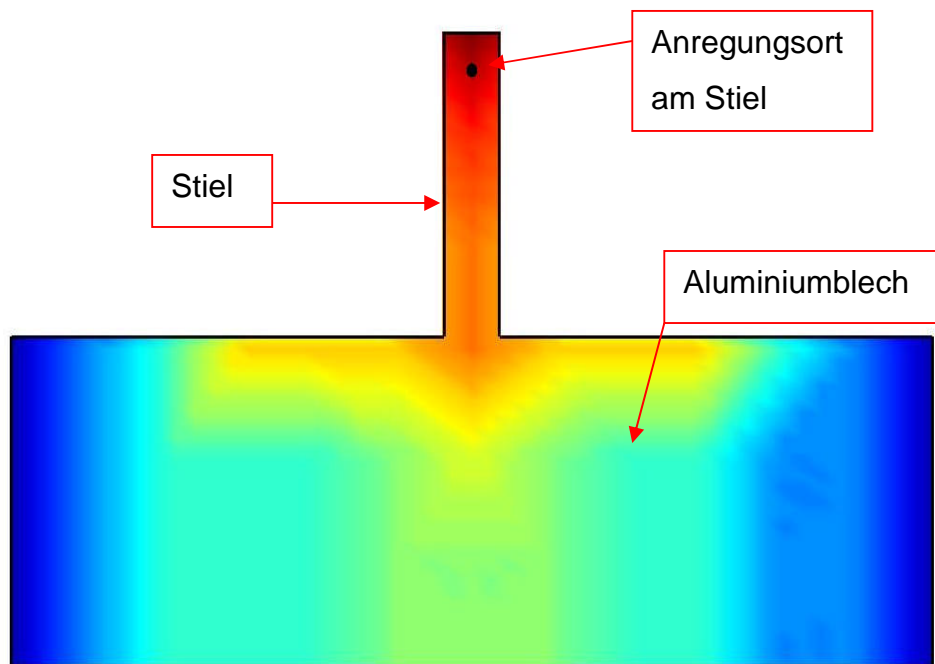


**Abbildung 28: Schallintensitätsverteilung Teststruktur Mode 5**

### 5.3. Beeinflussung der STI-Verteilung der Teststruktur

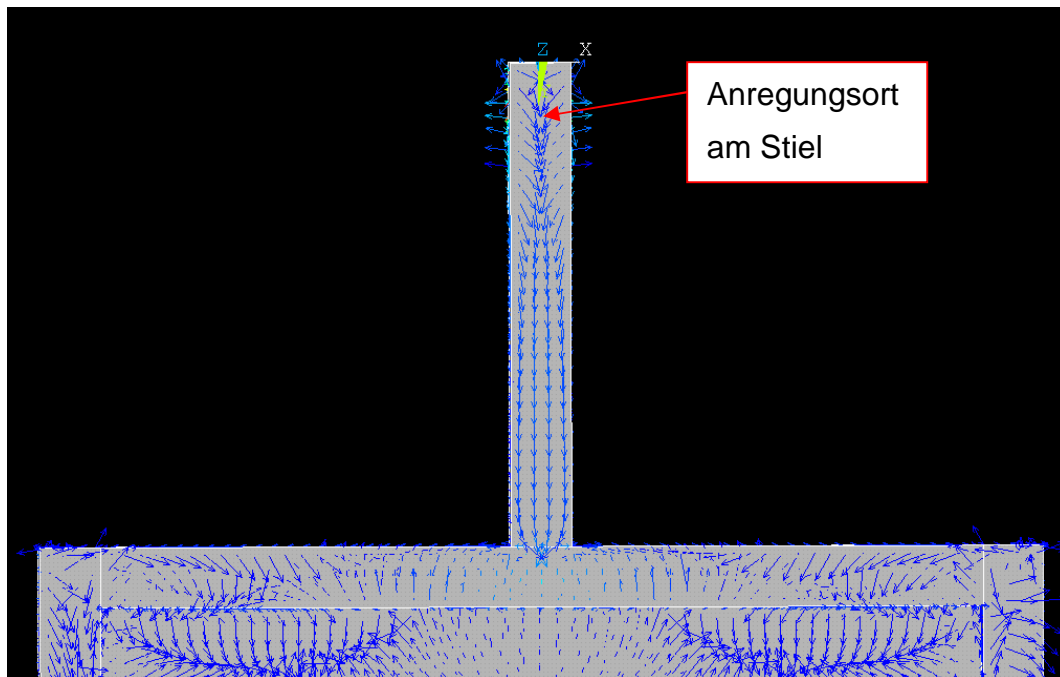
Um geeignete Orte für Maßnahmen zur Beeinflussung des Energieflusses der Teststruktur zu finden, wird zunächst der Betrag der aktiven STI (siehe Kapitel 3.2) der ersten zehn Moden der Teststruktur betrachtet.

Die unten stehende Abbildung 29 zeigt diesen Betrag der aktiven STI der ersten 10 Moden der Teststruktur.



**Abbildung 29: Betrag der aktiven STI der Moden 1-10 der Teststruktur**

Man erkennt in Abbildung 29 deutlich, dass der Betrag der Intensitätswerte vom Anregungsort ausgehend entlang des Stiels bis zum Anfang des Aluminiumsblechs abnimmt. Daraus ergibt sich, dass geeignete Positionen, zur Beeinflussung des Energieflusses zwischen dem Anregungsort und dem Aluminiumblech in den rot-orange Bereichen liegen. Man findet sie auf dem Stiel der Teststruktur.



**Abbildung 30: Aktive STI der Teststruktur im Bereich des Stiels bei 253 Hz**

Die oben stehende Abbildung 30 zeigt beispielhaft die Verteilung der aktiven STI für die dritte Eigenfrequenz der Teststruktur. Wie man deutlich erkennen kann, zeigen die Intensitätsvektoren vom Ort der Anregung, entlang des oberen Rohr, in Richtung des Aluminiumblechs. Dies bestätigt, dass auf dem Stiel eine geeignete Position zur Beeinflussung des Energieflusses zwischen dem Ort der Anregung und dem Aluminiumblech zu wählen wäre.

### **5.3.1. Auslegung der Maßnahme**

Um den Energiefluss zwischen dem Kraftangriffspunkt (Energiequelle) und dem Aluminiumblech zu beeinflussen, wird eine Zusatzstruktur ausgelegt, die für eine bestimmte Frequenz einen zusätzlichen Körperschallpfad darstellt.

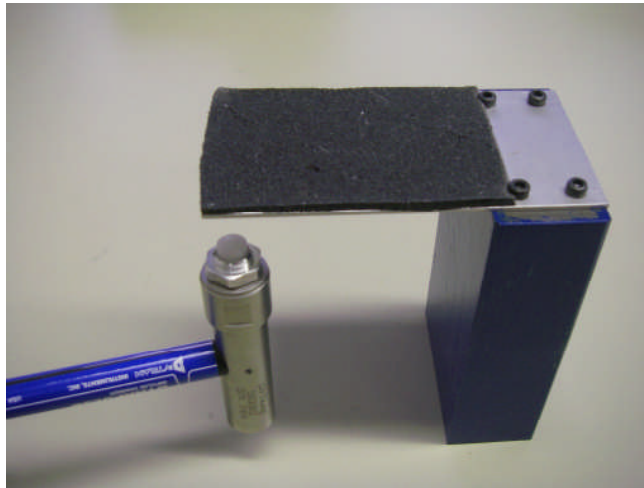
Die Eigenfrequenz einer solchen Zusatzstruktur wird auf eine ausgewählte Eigenfrequenz des Aluminiumblechs der Teststruktur ausgelegt, da der Energiefluss im Bereich der Eigenfrequenz am größten ist. Diese Überlegung folgt aus Kapitel 2.2. Die Frequenz, bei der die Schallabstrahlung des Aluminiumblechs verringert werden soll, ist die dritte Eigenfrequenz (ca. 250 Hz) des Aluminiumblechs (siehe Abbildung 27).

Die Zusatzstruktur besteht aus einem 1mm dicken Aluminiumblech, das mit einem Dämpfungsbelag der Firma Collodin Chemie beschichtet wurde, um die



Körperschallenergie zu absorbieren. Das Blech wurde in einem numerischen Experiment mittels FEM iterativ vorausgelegt.

Da der Dämpfungsbelag sowohl die Masse- als auch die Steifigkeitsbelegung der Zusatzstruktur beeinflusst und außerdem keine Materialkennwerte des Dämpfungsbelags bekannt waren, musste die Abstimmung der Eigenfrequenz experimentell durchgeführt werden.



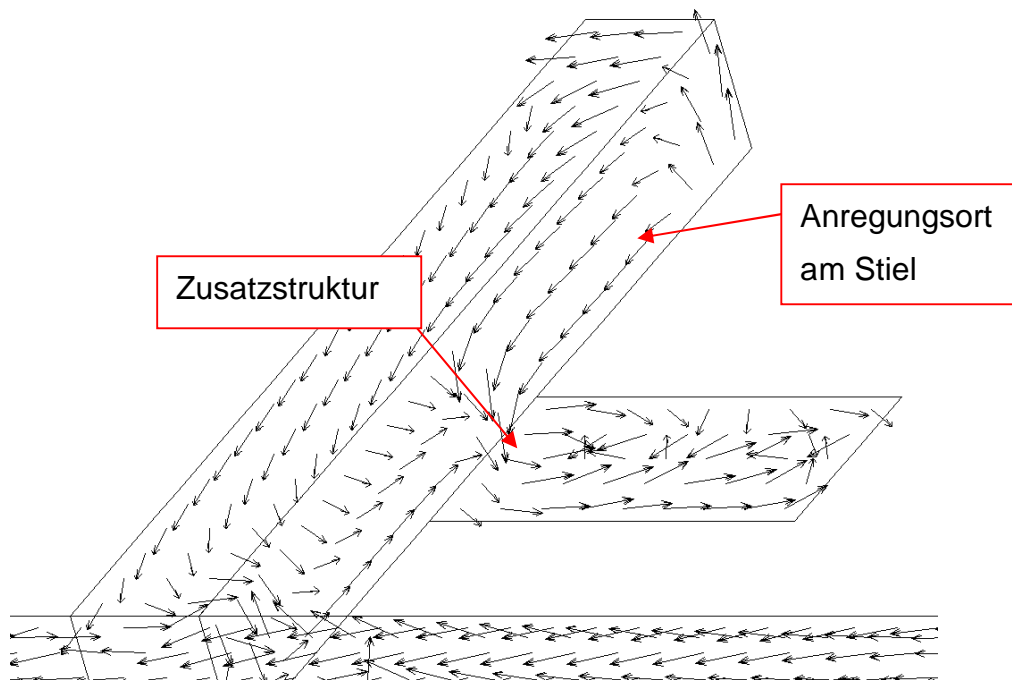
**Abbildung 31: Auslegung der Zusatzstruktur**

Hierfür wurde die Zusatzstruktur einseitig auf einem Stahlklotz aufgeschraubt, mit einem Impulshammer angeregt und die Schwingungen der Zusatzstruktur mit einem Beschleunigungssensor gemessen. Anhand der experimentell ermittelten Impulsantwort wurde die erste Biegeeigenfrequenz der Zusatzstruktur bestimmt.

Diese wurde exakt auf die gewählte Eigenfrequenz des Aluminiumblechs bei 250 Hz abgestimmt. Die Zusatzstruktur wird auf dem oberen Rohr der Teststruktur aufgeschraubt und stellt damit einen weiteren Körperschallpfad für diese Frequenz dar. Dies wird im folgenden Kapitel 5.4 erläutert.

### **5.4. Auswirkung der Maßnahme auf die Teststruktur**

Um den Einfluss der Zusatzstruktur auf die STI-Verteilung der Teststruktur im numerischen Experiment abzubilden, wurde eine Platte auf dem oberen Rohr angefügt. Da keine Materialkennwerte des Dämpfungsbelages verfügbar sind, wurde der Dämpfungsbelag durch drei diskrete Dämpfer abgebildet. Die folgende Abbildung 32 zeigt die STI-Verteilung der Teststruktur mit der Zusatzstruktur.

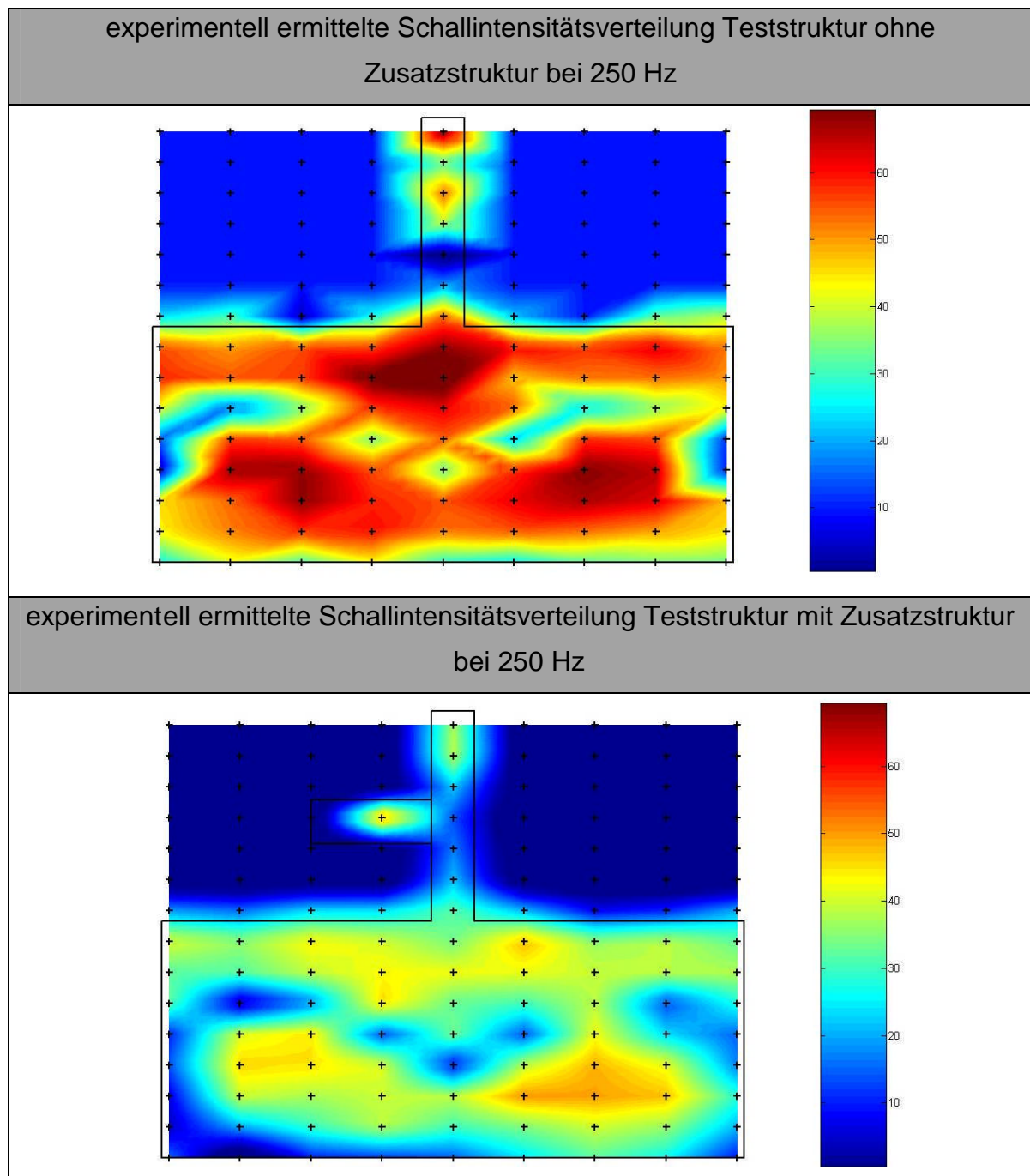


**Abbildung 32: STI-Verteilung Teststruktur im Bereich der Zusatzstruktur**

Wie man in der oben stehenden Abbildung 32 erkennen kann, zeigen in dem Bereich, in dem die Zusatzstruktur an der Teststruktur angefügt ist, einige Intensitätsvektoren in Richtung der diskreten Dämpfer, die an der Zusatzstruktur angreifen. Dies zeigt, dass Energie in die Zusatzstruktur abgeleitet wird.

Da die anregende Kraft nicht verändert wurde, folgt daraus, dass durch die Zusatzstruktur ein Teil der eingespeisten Energie dissipiert wird und dadurch eine geringere Energiemenge zum Aluminiumblech fließt. Das führt dazu, dass bei der abgestimmten Frequenz eine geringere Anregung für die Platte vorliegt.

Um die Ergebnisse des numerischen Experiments zu überprüfen, wurden die Schallintensitätsverteilungen der Teststruktur mit und ohne die Zusatzstruktur experimentell bestimmt.



**Tabelle 12: experimentell ermittelte Schallintensitätsverteilung mit und ohne Zusatzstruktur**

Wie man in der oben stehenden Tabelle 12 deutlich erkennen kann, verringern sich die Schallintensitätspegel der Teststruktur durch das Anbringen der Zusatzstruktur erheblich. Zudem kann man in der Schallintensitätsverteilung die Zusatzstruktur erkennen, was ein zusätzlicher Nachweis dafür ist, dass die Teststruktur bei dieser Frequenz Schwingungen ausführt.

## **6. Zusammenfassung und Ausblick**

### **6.1. Zusammenfassung**

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit den Auswirkungen konstruktiver Maßnahmen auf die Körperschallpfade in Platten. Mit Hilfe der Strukturintensitätsrechnung wurde in numerischen Experimenten und durch die experimentelle Bestimmung der Strukturintensität (STI) am realen Gegenstand die Wirkung von konstruktiven Maßnahmen auf die STI-Verteilung nachgewiesen. Hiermit steht ein völlig neues Hilfsmittel zum lärmarmen Konstruieren zur Verfügung.

Die Strukturintensität beschreibt die Ausbreitung von Körperschallenergie innerhalb fester Körper in Betrag und Richtung in Abhängigkeit von der Frequenz.

Die Ausführungen beginnen mit der Herleitung der STI auf Basis der Plattentheorie. Darauf aufbauend werden verschiedene Methoden zur Berechnung der STI mittels numerischer Experimente mit Hilfe der FEM vorgestellt. Als Vergleich werden die STI-Verteilungen von Platten mit verschiedenen konstruktiven Änderungen experimentell bestimmt. Da die bisher bekannte Methode zur experimentellen Bestimmung der STI (Zwei-Aufnehmer-Verfahren) sehr zeitaufwändig ist, wurde diese Methode mit Hilfe moderner Messtechnik (Laservibrometer) entsprechend modifiziert, um die Messungen zeiteffektiv durchführen zu können.

Um die Änderungen der STI-Verteilungen bewerten zu können, wurde eine Bewertungsgröße entwickelt, die es ermöglicht, Orte der Struktur, die am Energietransport teilnehmen, zu identifizieren. Mit Hilfe dieser Bewertungsgröße ist es nun möglich, die Orte der Struktur, die maßgeblich am Energietransport teilnehmen, zu identifizieren. Solche Orte sind günstige Stellen, um Einfluss auf die STI-Verteilung zu nehmen. Die Änderungen der STI-Verteilung wurden in numerischen Experimenten und nun auch erstmals durch die experimentelle Bestimmung der STI-Verteilung nachgewiesen.

Mit den Erkenntnissen aus den Plattenuntersuchungen wurde an einer Teststruktur, die aus einem Rahmen und einem Blech besteht, erfolgreich Körperschallenergie zwischen dem Ort der Anregung und dem Ort der Schallabstrahlung dissipiert. Mit Hilfe einer abgestimmten Zusatzstruktur, die in den zuvor identifizierten dominanten Körperschallpfad eingebracht wurde, konnte die Körperschallenergie gezielt

umgeleitet und dissipiert werden. Dadurch konnte die Schallabstrahlung der Teststruktur für eine bestimmte Frequenz deutlich verringert werden.

### **6.2. Ausblick**

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse sind nur für den eingeschwungenen Zustand gültig. Es wird davon ausgegangen, dass der Einschwingvorgang für die Schallabstrahlung nicht von Interesse ist.

Um das instationäre Verhalten der STI-Verteilungen zu betrachten, sind Berechnungen im Zeitbereich nötig. Da die Definitionsgleichung komplexe Werte (Schnellen und Spannungen) voraussetzt, kann diese nicht für den Zeitbereich angewendet werden. Um das instationäre Verhalten der STI zu betrachten, müssen neue Ansätze erforscht werden.

Des Weiteren wird ein fester Frequenzbereich (0-1000 Hz) betrachtet. Änderungen der STI-Verteilungen im höheren Frequenzbereich werden nicht berücksichtigt. Diese Einschränkung hat für die hier vorgestellten Ergebnisse keine Relevanz, da sich die STI aus Longitudinal- und Transversalwellenanteilen zusammensetzt. Der Anteil der Transversalwellen (Biegewellen) ist bei den hier betrachteten dünnwandigen Strukturen dominant. Die Longitudinaleigenfrequenzen einer dünnen Platte sind im Frequenzbereich oberhalb von 10000Hz zu finden.

Um die Betrachtungen der STI auf den Frequenzbereich auszudehnen, in dem der Longitudinalanteil einen nennenswerten Anteil aufweist, müsste die Messmethode um den Anteil der Longitudinalwellen erweitert werden. Hierfür wäre die Verwendung eines in-plane-Vibrometers denkbar.

Wie Kapitel 3.2 zeigt, kann der Anteil einer einzelnen Eigenform an der gesamten STI des betrachteten Frequenzbereichs, je nach Lage des Anregungsorts, dominant sein. Dies bedeutet aber auch, dass man durch die Beeinflussung einer einzigen Eigenform starken Einfluss auf den gesamten Energietransport nehmen kann. Dies legt die Verwendung von aktiven Maßnahmen, z.B. piezokeramischen Aktuatoren mit entsprechender Regelung, nahe.

Die hier vorgestellten Ergebnisse für dünnwandige Strukturen lassen sich mittels der vorgestellten Bewertungsgröße gut darstellen, dies ist für dickwandige Strukturen nicht mehr möglich, da der Verlauf der STI über die Wandstärke der Struktur verloren geht. Für die Bewertung der STI dickwandiger Strukturen müssen neue Ansätze verfolgt werden.

Alle in der Arbeit betrachteten Strukturen bestanden aus homogenen isotropen Materialien wie Stahl oder Aluminium. Wie die Ergebnisse aus Kapitel 4.2 zeigen, können Steifigkeitsänderungen Einfluss auf die STI-Verteilung haben, es wäre daher denkbar, den Energietransport durch die Verwendung von anisotropen Werkstoffen (z.B. Faserverbundwerkstoffe) gezielt zu beeinflussen. Hierzu wären weitergehende numerische und experimentelle Untersuchungen notwendig.

## 7. Literaturverzeichnis

- [1] **Curtis, A. R. D., Redman-White, W. and Nelson:** The active control of flexural wave power flow in beams – theory, P. A. (1986)
- [2] **Cremer, L., Heckl, M.:** Körperschall, Springer Verlag 1995
- [3] **Engel, K.:** Alternatives Verfahren zur Körperschallanalyse am Beispiel Zahnradstruktur, IMW Institutsmitteilung Nr. 21 (1996)
- [4] **Föller, D.:** Die Geräuschabstrahlung von Platten und Kastenförmigen Maschinenstrukturen, Frankfurt/Main: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. 1979
- [5] **Hibinger, F.:** Numerische Strukturoptimierung in der Maschinenakustik, Dissertation TU Darmstadt, 1998
- [6] **Kollmann, F.G.:** Maschinenakustik, Springer Verlag, 1993
- [7] **Lyon, R.H.:** In-Plane contribution to structural noise transmission, Noise Control Engineering Journal, Vol. 26(1), 22-27, 1986
- [8] **Maysenhölder, W.; Schneider, W.:** Entwicklung eines Meßverfahrens zur Lokalisation von Körperschallbrücken in mehrschaligen Wänden, Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Bericht BS 166/87, Stuttgart 1987
- [9] **Maysenhölder, W.; Schneider, W.:** Lokalisierung von Körperschallbrücken mit Hilfe mit Hilfe von Körperschallintensitätsmessung, IPB Mitteilung 17 (1987) Nr. 143 des Fraunhofer-Instituts für Bauphysik
- [10] **Meudt, P.:** Strukturintensitätsanalyse in der Maschinenakustik, Publikationsreihe des Fachgebiets Maschinenelemente und Maschinenakustik der Technischen Universität Darmstadt, Band 5/98
- [11] **Meyer, B:** Structural intensity, what to measure and how? Proc. Of the Noise-Con 87, Pennsylvania State University, 1987
- [12] **Noiseux, D.U.:** Measurement of power flow in uniform beams and plates, The Journal of the Acoustical Society of America Vol. 47 238-247, 1970
- [13] **Pavic, G.:** Measurement of structure borne wave intensity, Part 1: Formulation of the methods, Journal of Sound and Vibration Vol. 49(2), 221-230, 1976

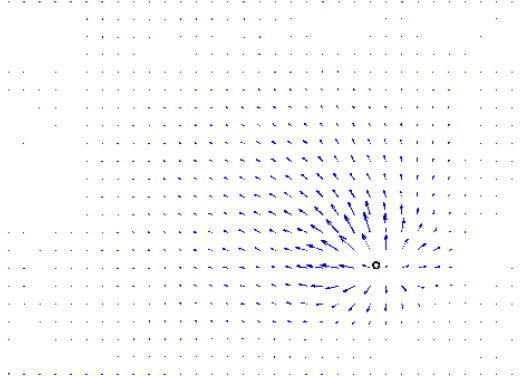
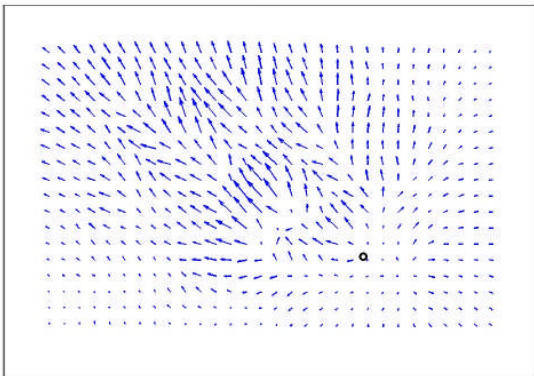
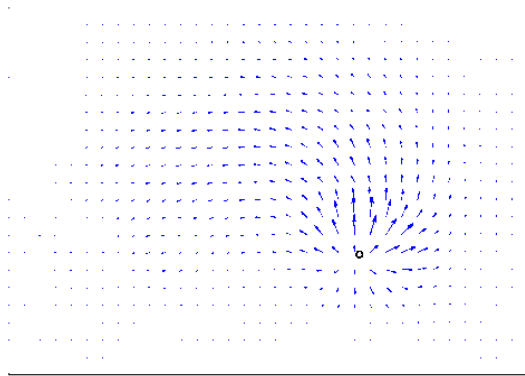
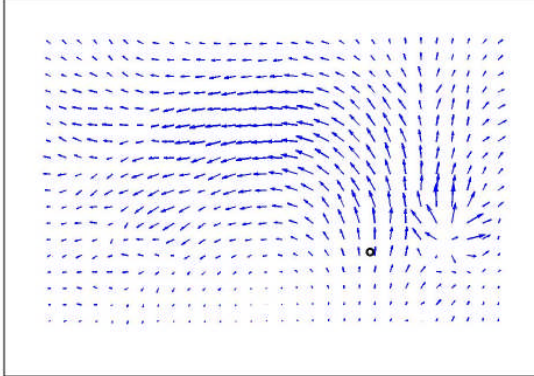
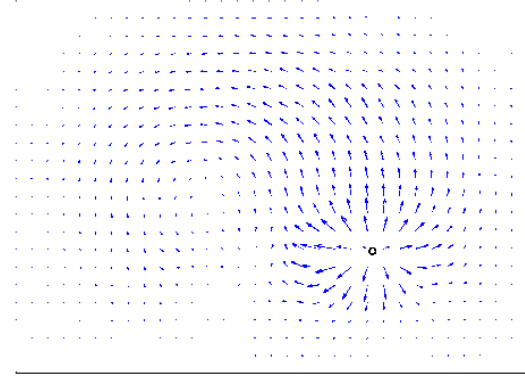
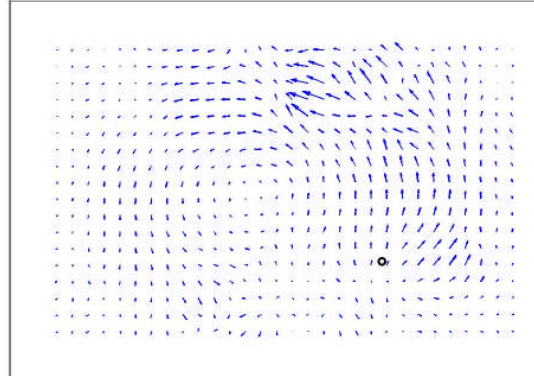
- [14] **Pavic, G.:** Determination of Sound power flow in structures: Principles and problems of realization, Proc. Of the international congress on recent developments in acoustic intensity measurement, CETIM, 1981
- [15] **Pavic, G.:** Structural surface intensity: a novel approach in vibration analysis and diagnostics, Proc. Of the international congress on recent developments in acoustic intensity measurement, CETIM, 1985
- [16] **Pavic, G.:** Structural Surface intensity: a alternative approach in vibration analysis and diagnostics, Journal of Sound and Vibration, Vol. 115(3), 405-422, 1987
- [17] **Redman-White, N:** Experiments on the active Control of flexural wave power flow, Journal of Sound and Vibration, Vol 112(1), 187-191, 1987
- [18] **Romano, J, Anthony, Phillip, B., Abraham, and Earl J. Williams:** A Poynting vector formulation for thin shells and plates, and its application to structural intensity analysis and source localization. Naval Research Laboratory, Code 5137, Washington DC 203 75, 1989
- [19] **Schösser, T.:** Untersuchung des Körperschall- und Abstrahlverhaltens von Getrieben mit der Zielsetzung einer aktiven Lärminderung, Dissertation TH Darmstadt, 1996
- [20] **Storm, R.:** Untersuchung der Einflußgrößen auf das akustische Übertragungsverhalten von Maschinenstrukturen, Dissertation TH Darmstadt, 1980
- [21] **Tanaka, N., Snyder, S.D., Hansen, C.H.:** Vorticity characteristics of the vibrational field in an actively controlled thin plate, The Journal of the Acoustical Society of America Vol. 99(2), 0642-953
- [22] **Vecchio, A., Valent L., Bregant L.:** Impact of test data uncertainty on modal modals extracted from multi-patch vibrations test, Managing Uncertainty in Noise Measurement and Prediction, Symposium Le Mans (France) 27-29 June 2005
- [23] **Verheij, J.W.:** Cross spectral density methods for measurement structure borne sound flow in beams and pipes, Journal of Sound and Vibration Vol. 70(1), 133-139, 1980
- [24] **Wölfel, H.:** Maschinendynamik, Vorlesungsumdruck TH Darmstadt 1990
- [25] **N.N.:** Beurteilung von Lärm am Arbeitsplatz unter Berücksichtigung verschiedener Tätigkeiten, VDI-Richtlinie 2058 Blatt 3, Beuth, Berlin 1981

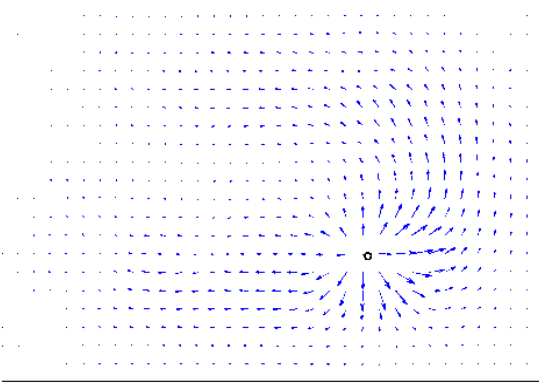
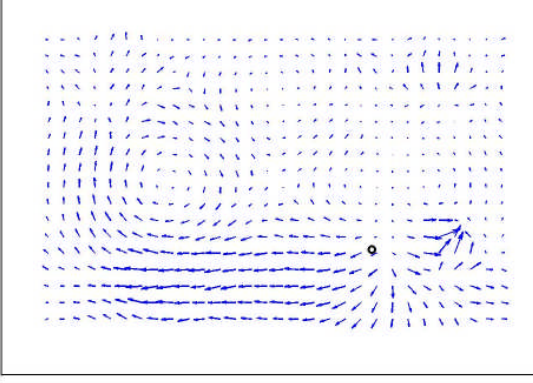
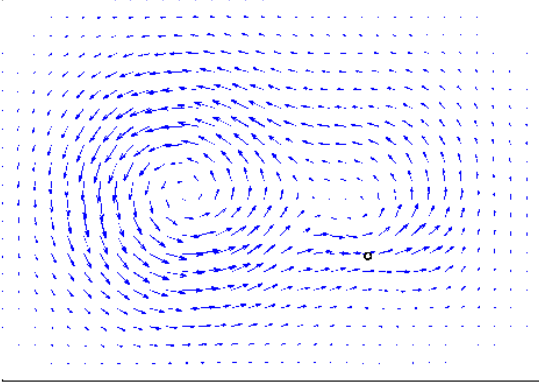
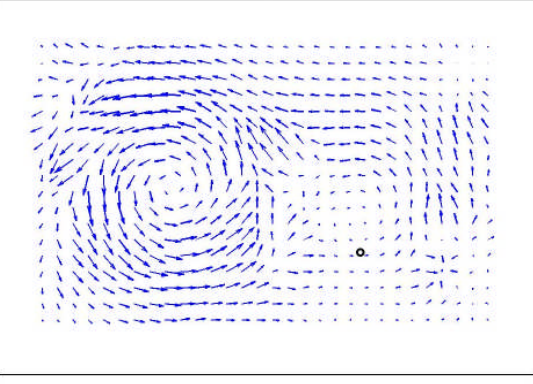
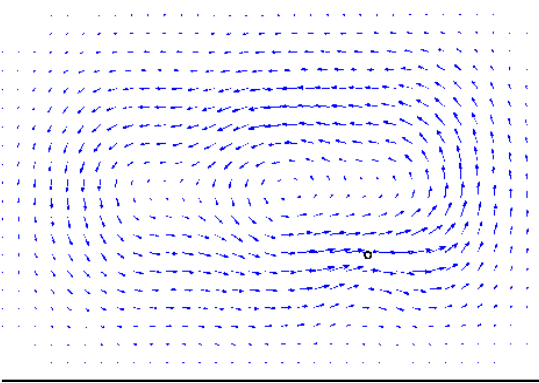
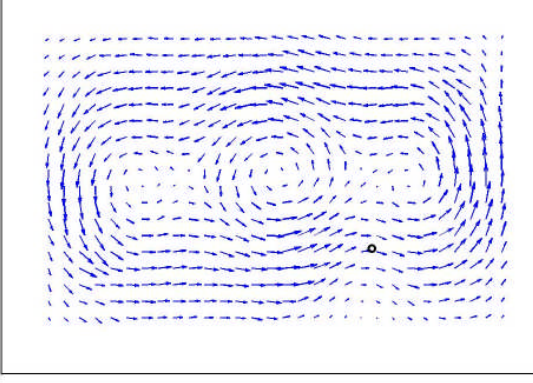
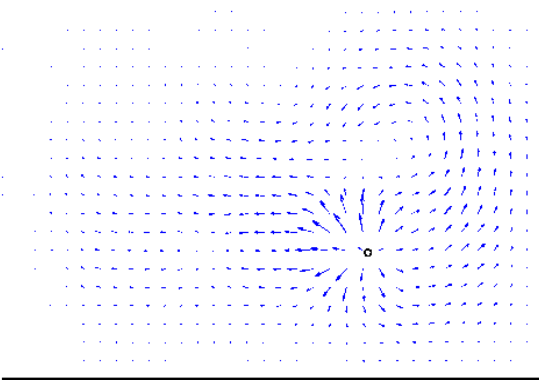
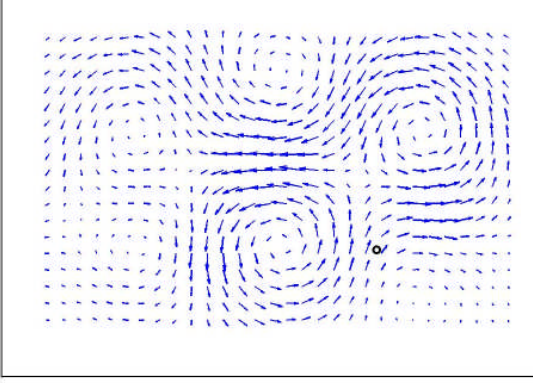


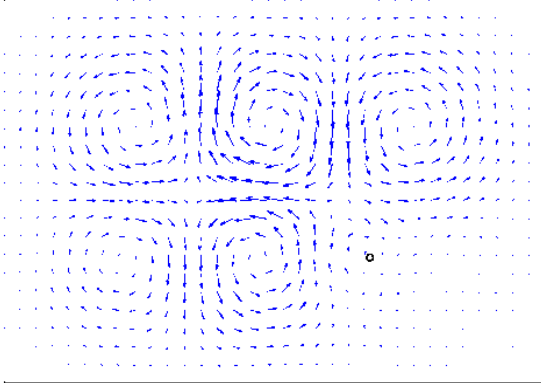
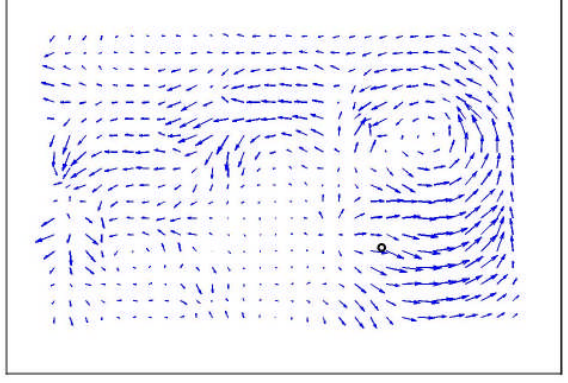
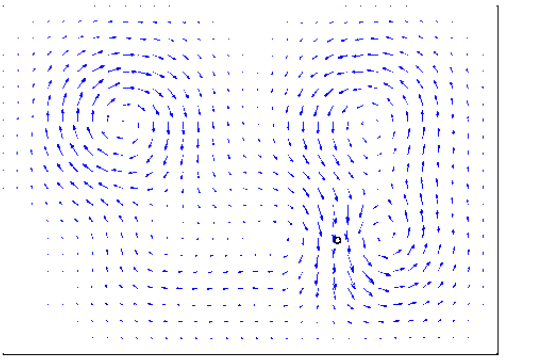
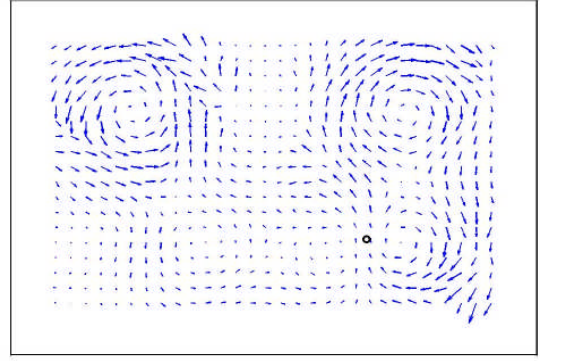
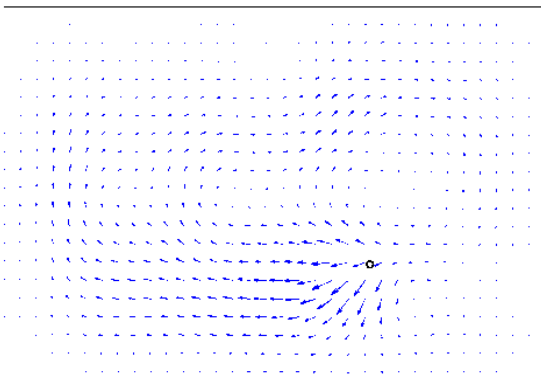
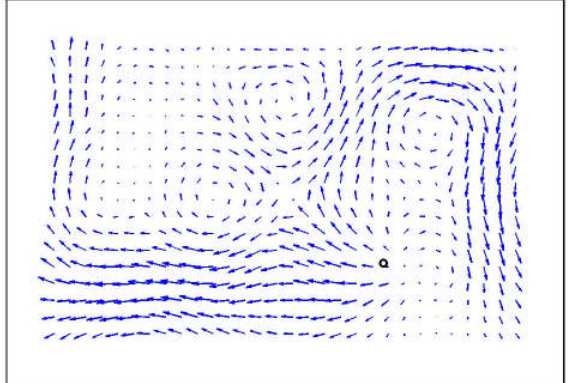
- [26] **N.N.:** Verordnung über Arbeitsstätten (Arbeitsstättenverordnung- ArbStättV)  
vom 20.03.1975, Bundesgesetzblatt I 1975, S. 729

## 8. Anhang

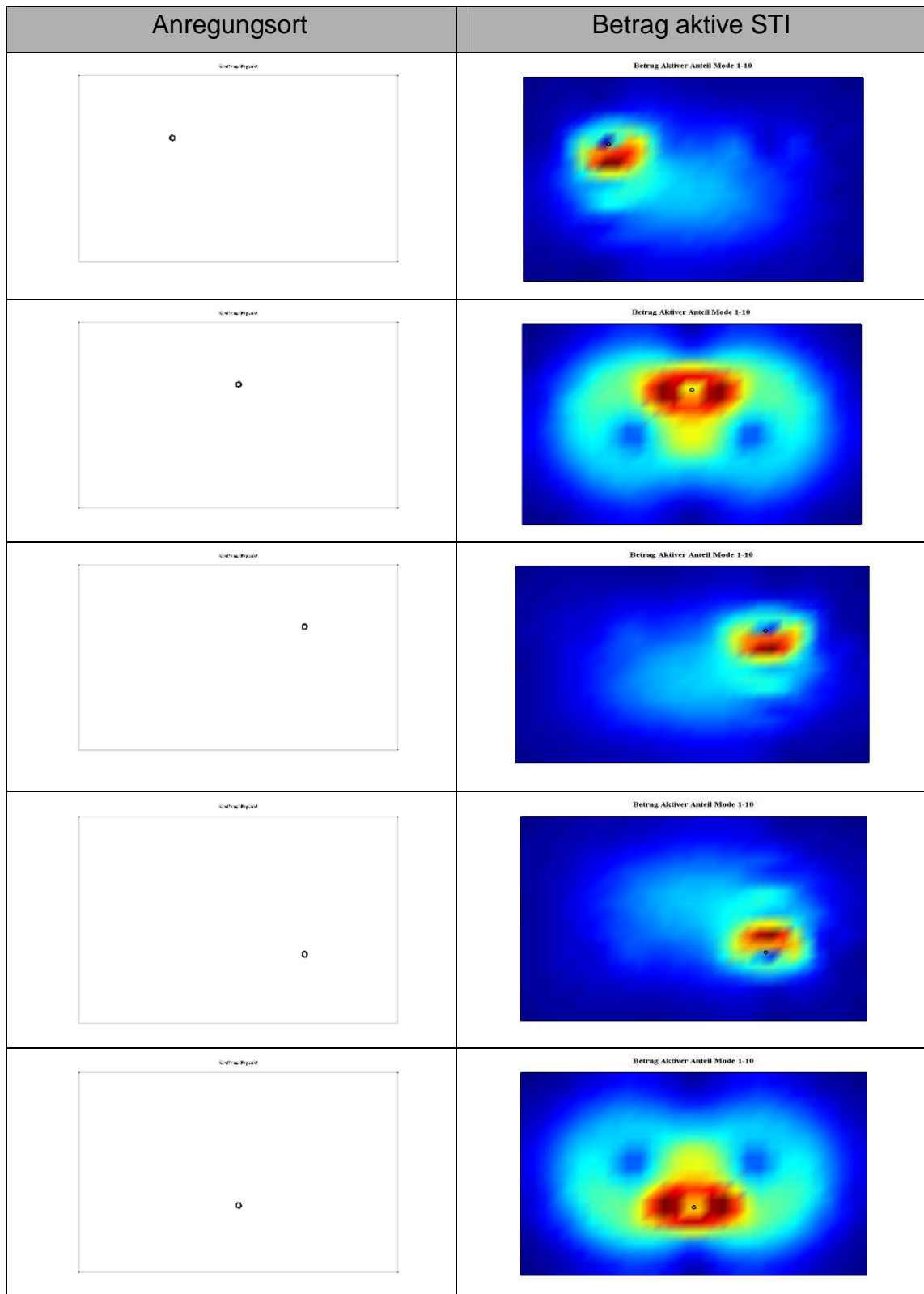
### 8.1. Vergleich zwischen analytische Lösung und Messungen der STI

Mode	analytisches Experiment	experimentell ermittelte STI Verteilung
1-1		
2-1		
1-2		

2-2		
3-1		
3-2		
4-1		

1-3		
2-3		
4-2		

## 8.2. Variation des Anregungsorts



## Anhang

